

绿色建筑系列

国家自然科学基金项目
国家“十一五”科技支撑计划重大项目

资助出版项目

室内热环境 与人体热舒适

李百战 郑洁 姚润明 景胜蓝 编著



重庆大学出版社
<http://www.cqup.com.cn>

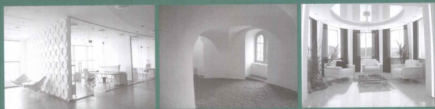


室内热环境与人体热舒适

Shinei Rehuanjing Yu Renti Reshushi

室内热环境与人体健康、舒适和工作密切相关，一直是本行业热门研究课题，具有重要学术价值。全书分为六章，系统阐述了室内热湿环境与热舒适的基本概念、理论方法、国内外研究成果、热舒适理论的应用及热舒适标准等内容，并重点介绍了结合生理学、心理学研究室内热环境的成果，涉及热环境对皮肤温度、出汗、神经传导速度等的研究。

本书可供建筑、城市规划、建筑环境与设备工程等相关专业技术人员参考，也可供高等院校、中等专业学校师生以及从事建筑及相关领域的广大科研工作者参考。



上架建议 教材类，建筑材料类

ISBN 978-7-5624-5948-4



9 787562 459484 >

定价：40.00元

绿色建筑系列

国家自然科学基金项目

国家“十一五”科技支撑计划重大项目

资助出版项目

室内热环境 与人体热舒适

李百战 郑洁 姚润明 景胜蓝 编著

重庆大学出版社



内 容 提 要

室内热环境与人体健康、舒适和工作密切相关,一直是本行业热门研究课题,具有重要学术价值。全书分为六章,系统阐述了室内热湿环境与热舒适的基本概念、理论方法、国内外研究成果、热舒适理论的应用及热舒适标准等内容,并重点介绍了结合生理学、心理学研究室内热环境的成果,涉及热环境对皮肤温度、出汗、神经传导速度等的研究。

本书可供建筑、城市规划、建筑环境与设备工程等相关专业技术人员参考,也可供高等院校、中等专业学校师生以及从事建筑及相关领域的广大科研工作者参考。

图书在版编目(CIP)数据

室内热环境与人体热舒适/李百战编著. —重庆:

重庆大学出版社, 2012. 2

(绿色建筑系列)

ISBN 978-7-5624-5948-4

I. ①室… II. ①李… III. ①建筑热工—室内设计;

环境设计 IV. ①TU111

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2011)第 015447 号

室内热环境与人体热舒适

Shinei Rehuanjing yu Renti Reshushi

编 著:李百战 郑 洁 姚润明 景胜蓝

出 版 者:重庆大学出版社

地 址:重庆市沙坪坝区大学城西路 21 号

网 址:<http://www.cqup.com.cn>

邮 编:401331

电 话:(023) 88617183 88617185(中小学)

传 真:(023) 88617186 88617166

出 版 人:邓晓益

责任编辑:贾兴文 张 婷

版式设计:贾兴文

责任校对:秦巴达

责任印制:赵 晨

印 刷 者:重庆升光电力印务有限公司

发 行 者:全国新华书店经销

开 本:787×1092 1/16 印张:14.5 字数:362 千

版 次:2012 年 2 月第 1 版 2012 年 2 月第 1 次印刷

书 号:ISBN 978-7-5624-5948-4

印 数:1—2 000

定 价:40.00 元

前言

随着人类社会的不断发展,人们的工作、生活,甚至交通都越来越多地在室内度过,有调查表明,人们一天中 80% ~ 90% 的时间位于室内。因此,室内环境与人的健康、舒适乃至工作效率密切相关。室内环境可分为物理环境和室内空气品质,物理环境包括热湿环境(本书中简称为室内热环境)、声环境、光环境、电磁环境等,其中室内热环境包括室内空气温度、湿度、流速以及周围环境的表面辐射温度等,是影响人的热感觉、健康、舒适的最重要的环境因素。

人的热感觉对室内热环境最为敏感,人们对室内热环境的首要需求是避免高温、高湿或者低温等危害人体生理健康的恶劣环境,在炎热的夏季凉爽,在寒冷的冬季温暖,春季和秋季过渡季节室内、外热环境和谐宜人。因此,无论中国古老的风水学,还是今天的建筑环境科学,人们关注的焦点总是获取使人感觉舒适、更利于人的健康和提高工作效率的室内热环境。

营造适宜的室内热环境需要能源,并会深刻影响室外环境。进入 21 世纪以来,能源和环境危机日益严峻,可持续发展、低碳生活成为人类社会发展的必然选择,用尽可能小的能源代价营造舒适的热环境已经变得越来越迫切。国务院 2008 年颁布的《民用建筑节能条例》中明确指出,“民用建筑节能是在保证民用建筑使用功能和室内热环境质量的前提下,降低其使用过程中能源消耗的活动”,但是,什么样的室内热环境可以满足人的基本需要,这是需要通过深入研究的科学问题。

“室内热环境与人体热舒适”的核心可归纳为“人”和“客观的室内物理环境”。两者之间有三个方面的作用:室内热环境与人的交互作用,即人与环境的热交换;热交换影响人的生理状态,进而影响人体的生理活动;热交换以及生理活动

产生人的心理活动,形成热感觉。这三个方面相互作用,最终影响人体的热舒适。这个过程涉及多个学科,如物理学、传热学、生理学、医学、心理学、社会学、气象学等。因此,室内热环境与人体热舒适是一个多学科交叉的科学问题,随着相关学科的深入发展,人们对人的因素和物理因素的研究愈发深入,这个交叉的科学问题也会不断深入发展。

近年来,本书作者连续获得国家自然科学基金委员会和科技部多个项目的支持,运用生理学、心理学的研究方法和手段,进行了长期、系统的“室内热环境与人体热舒适”的研究,从而积累了较为丰富的研究经验和心得,在此基础上,通过本书进行阶段性的总结。全书共分为六章,系统阐述了室内热环境与人体热舒适的基本概念、理论方法、国内外较成熟的研究成果、成果应用以及最新研究热点及展望。作者希望通过本书与该研究领域的专家、同行们进行交流和分享。

本书由重庆大学李百战、郑洁、姚润明、景胜蓝编写。在编写过程中,庄春龙、易博、张瑜、詹武刚、高杨等博士生及硕士生参加了资料收集整理工作。

本书得到了国家自然科学基金重点项目“建筑热环境动态调节与控制的理论与方法”(50838009)、国家自然科学基金项目“夏热冬冷地区室内热湿环境下人体生理和生理响应机理的研究”(50678179)和国家“十一五”科技支撑计划重大项目“城镇人居环境改善与保障关键技术研究”(2006BAJ02A09)的资助。

本书承蒙田胜元教授仔细审阅和多方面指正,孙纯武副教授、黄忠讲师对本书修改提出了许多宝贵意见,在此对他们表示衷心感谢。

在编写过程中参考引用了众多专家学者的研究成果,使本书内容得以充实、提高,在此,对这些作者表示深深的谢意。在编写过程中,得到重庆大学相关专家、同事的关心、帮助和支持,也得到了相关设计、研究单位专家的热情指导;在编撰、出版过程中,重庆大学出版社给予了大力支持和帮助,特别是编辑贾兴文在整个编写和出版过程中给予了热情的帮助,在此一并表示衷心感谢!

由于作者水平所限,难免有错误和不妥之处,恳请批评指正!

编 者

2010年6月

目 录

1 概 论	1
1.1 室内热环境	1
1.2 室内热环境与人	3
1.3 室内热环境与热舒适研究	11
参考文献	18
2 人体与环境的热交换	21
2.1 人体与环境的热交换	21
2.2 人体与环境的辐射换热	23
2.3 人体与环境的对流换热	44
2.4 人体与环境的蒸发换热	53
2.5 换热计算相关参数的确定	58
参考文献	68
3 人体对热环境的生理响应	69
3.1 能量代谢与产热	69
3.2 人体热调节	73
3.3 不同热湿环境下人体生理参数研究	81
参考文献	110
4 热舒适与热感觉	112
4.1 热感觉	112
4.2 热舒适	125
参考文献	141
5 热舒适模型	142
5.1 人体热调节模型	142
5.2 PMV-PPD 模型	149
5.3 适应性模型	166
5.4 适应性预测平均热感觉模型	174

5.5 动态热舒适模型	185
参考文献	185
6 热环境评价方法和标准	188
6.1 概述	188
6.2 极端热环境评价	189
6.3 热环境舒适性评价	193
6.4 热环境评价标准	209
参考文献	226

1 概 论

1.1 室内热环境

室内环境是伴随着人类文明的发展,为满足人们生活、工作需求,抵御自然环境恶劣的气候,满足人类生存安全而产生并不断发展的一种环境。室内环境包括常见的建筑室内环境,如居室、办公室、教室、商场、医院等,也包括交通工具内部等场所。室内环境包括声环境、光环境、电磁环境、空气环境,其中空气环境由热湿环境(本书中简称“热环境”)、空气品质等构成,见图 1.1。舒适的室内热环境从古至今一直是人类不断追求和改善的目标,也是建筑环境营造手段不断进步的动力。

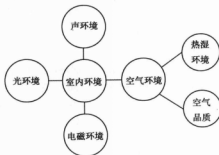


图 1.1 室内环境构成示意图

(1)室内声环境,反映建筑室内声音特点和情况。

(2)室内光环境,主要反映室内光环境的特性和规律。

(3)建筑室内电磁环境,反映室内磁场状况。

(4)室内空气环境,反映室内空气的质量状况包括室内热湿环境和室内空气品质等。

(5)室内热湿环境(本书中简称为室内热环境),主要反映室内环境热物理参数,例如空气温度、空气湿度、平均辐射温度、空气流速等对人体的热感觉和舒适影响。空气温度、空气湿度、气流速度和平均辐射温度以及人体的活动和服装直接影响人体与环境的热交换情况,进而影响人体的热感觉,是影响人体的直接和微观的因素。室内空气品质,反映室内空气污染物状况。

1.1.1 室内热环境营造和调控手段

室内热环境的优劣与稳定受着室内和室外两种干扰源的综合影响。内扰主要包括室内设备、照明、人员等室内热湿源。外扰主要包括室外气候参数如室外空气温度、湿度、太阳辐

射、风速、风向的变化,以及邻室的空气温度、湿度的变化。这些均可通过围护结构的传热、传湿、空气渗透作用对室内热湿环境产生影响。

室内热湿环境营造和调控主要包括两类技术手段:

(1) 利用建筑本身的隔热、保温、通风等性能来维持室内热环境。即所谓主动式环境保障,就是利用建筑自身和天然能源来保障室内环境品质。用主动式措施控制室内热湿环境,主要是做好太阳辐射和自然通风这两项工作。基本思路是使日光、热、空气仅在有益时进入建筑,其目的是使这些能量和质量适时、有效地加以利用,以及合理地储存和分配热空气和冷空气,以备环境调控的需要。例如在春、秋过渡季节由于建筑物围护结构可以消除或减弱外扰的作用,室内干扰源作用不强的情况下,室内热环境便可以满足人体热舒适或可接受要求。

(2) 当围护结构自身的热工性能无法消除室外热环境的影响,或者室外热环境的影响虽然不大,但是室内干扰源影响比较大时,此时热环境已经令人不能接受甚至让人感到不舒适,需要通过空调、采暖等方式,即所谓的被动式环境保障,营造一种扬自然环境之长、避自然环境之短的室内环境。当今的建筑由于其规模和内部使用情况的复杂性,在多数气候区不可能完全靠主动式方法保持良好的室内环境品质。因此,要采用借助机械和电气的手段的主动式技术,在节能和提高能效的前提下,按“以人为本”的原则满足热舒适要求,改善室内热环境。

1.1.2 室内热环境和人居环境

室内环境是自然环境当中的一部分,热环境营造和调控手段又与室外气候、地域以及经济的发展、生活习惯、文化等社会因素有关,可以用人居环境这个概念来概括。人居环境是人类聚居生活的地方,是与人类生存密切相关的地表空间,它是人类在大自然中赖以生存的基地。人居环境的核心是“人”,人居环境是以满足“人类居住”需要为目的。大自然是人居环境的基础,人的生产生活及具体的人居环境建设活动都离不开广阔的自然背景。人居环境包括五大系统(见图1.2)。

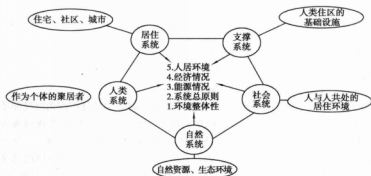


图 1.2 人居环境系统模型^[1]

室内热环境是人类支撑系统及居住系统当中的一个重要部分,直接影响人在其中的工作、生活质量,直接或间接与其他系统互相作用,影响经济、环境、能源状况等,也受自然系统、

人类系统、社会系统等其他的影响。例如,不同地区由于地理位置的差异、气候的不同,直接影响室外热环境的长期变化和当地人的衣着规律,同时也会影响人们热经历和热期望。所以,地理和气候的差异造就了该区域特色鲜明的建筑形式。以我国的气候分区为例,严寒地区和寒冷地区的建筑主要区别为满足冬季保温要求;夏热冬暖地区的建筑主要满足夏季隔热要求,同时要尽量避免夏季的太阳辐射、充分利用自然通风降温;而夏热冬冷地区的建筑既要满足夏季隔热通风的要求,又要满足冬季保温的要求。因此,室内热环境的需求与人居系统特点密切相关,在营造和改善室内热环境的同时需要宏观考虑对人居环境的影响,实现人居环境的环境友好性和可持续发展。

1.2 室内热环境与人

现代社会中,人的一生有超过 80% 的时间是在室内度过,保持一个舒适的室内环境可以使精神愉快、精力充沛,使人更富创造力,提高工作效率。随着社会生产力的飞速发展和人民生活水平的提高,人们对室内热环境的要求也越来越高,具备安全、舒适、卫生的室内热环境才是人们的理想追求。

1.2.1 室内热环境与人体健康

由于工业现代化的快速发展,越来越多的工作人们在室内完成即可。现代人在室内度过时间远多于室外,室内热环境质量的优劣直接影响到每个人的健康。

1.2.1.1 空气温度与人体健康

室内空气温度是室内热环境因素当中对人体热感觉最重要的影响因素。由于新陈代谢,人体要不断地与周围环境进行热量交换,而空气温度直接影响人体的热交换。对于空气温度的变化,人体只能在生理条件下借助神经系统,通过复杂的体温调节机制来增减产热量和散热量,达到体温的稳定和恒定。当外界温度变化时,机体可以借助生理热调节机制来获得平衡,但是这种调节是有一定限度的。当外界温度剧烈变化或者在异常高温或低温环境下工作时,可能引起体温调节紧张或调节障碍。在过热或过冷的环境中,人体的生理和心理将发生变化。最为直接的是,在过热环境中,人的心跳加快,皮肤血管内的血流量激烈增加(可达 7 倍之多);而在过冷环境中,人的情绪将会受到影响,人的动作的灵活性也会受到影响。此外,随着环境温度的降低,手指、耳朵和脚都会产生疼痛感。长期处于极端条件下,人的调节系统将出现各种功能紊乱状态和应激状态,威胁人体的健康。因此,恶劣的自然环境中,例如严寒或者酷暑环境下,室内热环境当中建筑消减自然环境的作用,并且通过取暖、通风、空调等手段避免极端温度对人体健康的危害显得尤其重要。

1.2.1.2 空气湿度与人体健康

一般情况,室内空气湿度对于人体的影响低于温度的影响,但在温度恒定或较稳定时,空气湿度对人体湿热感觉的调节具有重要作用。

在高温条件下,高湿对人体的作用就更为明显。高温高湿对机体的热平衡有非常不利的影响,因为在高温时,机体主要依靠蒸发散热来维持热平衡,此时相对湿度的增高,将妨碍汗液的蒸发,使汗液大滴落下,结果导致热平衡的破坏。随着空气中湿度的增高,人的体温和脉

搏也增高。在低温情况下,空气湿度增高可以加速机体散热,此时身体的热辐射被空气中的水蒸气所吸收,同时衣服在潮湿的环境中吸收水分后其导热性增高,使人体更感寒冷。由于寒冷而引起毛细血管收缩、皮肤苍白、代谢减低,甚至组织内血液循环和细胞代谢发生障碍,引起组织营养失调,发生冻伤。因此,高温高湿和低温高湿对人体都是不利的。

国际标准 ISO 7730—2005 标准和美国标准 ASHRAE55—2004 认为,在温度适中时,相对湿度的影响不甚显著。空气湿度除了直接影响人体热平衡,还对人体健康产生间接影响。湿度的不同会影响室内微生物的生长,从而间接对人体健康产生影响。例如霉菌多喜欢在室温 20℃ 以上、湿度 60% 以上的环境生长,容易引发各种过敏症,对身体抵抗力弱的人还会造成真菌感染症。如果空气过于干燥,室内环境中容易飞扬尘土,也会影响人们的健康状况。

1.2.1.3 空气流速对人体健康的影响

空气流速影响人体与环境之间的换热,当环境温度低于人体表面温度时,提高空气流速,人体向环境的对流换热热量增大。反之,当环境温度高于人体表面温度时,提高空气流速,环境向人体的对流换热热量增大。空气流速还会影响人体出汗以及蒸发散热,从而影响人体的潜热换热。风速大时,汗液容易蒸发,使体热易于发散,出汗速度减慢;风速小时,汗液不易蒸发,体热不易发散,出汗速度增大。

空气流速除影响人体与环境的显热和潜热换热热量外,还影响人体的触觉感受。在较凉的环境中,空气流动会使人产生冷的感觉,破坏人体的热量平衡,人们把这种由于空气流动造成不舒适的感觉称为“冷吹风感(Draft)”;而在较热的环境下,空气流速的适当提高则会容易使人感到舒适,也就是我们俗称的“穿堂风”。但空气流速过高或者吹风时间过久也会引起人体产生不良的后果,如皮肤紧绷、眼睛干涩、呼吸受阻甚至头晕等症状。

室内空气流速还会影响室内的空气品质,对人体的健康也会产生影响。如当室内空气流动性较低时,室内环境得不到有效的换气,会导致室内各种有害化学物质不能及时排出室外,污染物大量聚集于室内;室内生活中所排出的各种微生物可相对聚集于空气中,或在某个角落大量增殖,使室内空气质量恶化。化学性污染物和有害微生物共同作用于机体,导致人体健康受到损害,特别会使室内生活的婴幼儿和老年人等弱势人群的各类疾病的发病率明显增高。

1.2.1.4 热辐射对人体健康的影响

环境热辐射对人体的热舒适以及热健康也有非常重要的影响。当物体温度高于人体皮肤温度时,热量从物体向人体辐射,使人体受热。当强烈的热辐射持续作用于皮肤表面时,由于对皮肤下面的深部组织和血液起加热作用,使体温升高,体温调节发生障碍时,就要造成中暑。当物体温度比人体皮肤温度低时,热量从人体向物体辐射,使人体散热,在寒冷季节会因大量散热而受凉,产生感冒等症状。

根据实践经验,在冬季的采暖室内空气温度虽然达到标准,但有大面积单层玻璃窗或保温不足的屋顶和外墙的房间中,人们仍然会感到寒冷;而在室内空气温度虽然不高,但有地板或墙面辐射采暖的房间中,人们仍然会感到温暖舒适。在夏季自然通风的房屋中,人们常常关注室内空气温度的高低,而忽视通过窗户进入室内的太阳辐射热,以及屋顶和西墙隔热性

能差所引起外墙内表面温度过高对人体冷热感产生的影响。在顶层房间和有西墙的房间中,在自然通风条件下,室内空气温度与其他房间相比,通常是稍高或接近,但由于屋顶和西墙隔热性能差,内表面温度过高,人们仍然会感到炎热。这时如果室内空气湿度高,空气流速又小,则更会感到炎热难忍,甚至会影响人体的健康。

1.2.2 室内热环境与工作效率

热环境不仅与人体的健康、舒适有关,而且,影响人在室内工作和学习的效率。国外研究人员比较早就开始了相关研究,英国工业疲劳委员会在 20 世纪 20 年代就已经发表了一系列关于高温环境下工业部门生产效率的现场调研报告^[6]。大量的现场调研结果发现,热环境状况对人的劳动效率有重要影响,其影响程度与劳动类型、紧张程度等因素有关。由于现场调研结果受到其他因素如噪声、工作压力、颜色等的影响,为了分析热环境的独立影响,研究者们也进行了大量的实验室研究工作。

1.2.2.1 激发与工作效率^[3]

工作效率不是一个简单的概念,相同的热环境可能会提高某些工作的效能,但可能会使另一些工作的效能降低。利用激发的概念可以用来解释环境应力对工作效率的影响。某种工作的最高效率可以出现在中等激发水平上,因为在较低激发水平上,人尚未清醒到足以正常工作,而在较高激发水平上,由于过度激动,人不能全神贯注于手头的工作;效率和激发呈一个倒 U 字关系,见图 1.5(a),其中最佳激发水平 A_1 与工作的复杂程度有关。一项困难而复杂的工作本身会激起人的热情,因此在几乎没有外界刺激的情况下能把工作做得更好;如果来自外部原因的激发太强,外界刺激则会把身体总激发的水平移到偏离最佳激发水平 A_1 点,致使劳动效率下降。而枯燥简单的工作无法激起人们的热情,因此往往需要有附加外部刺激的情况下工作效率才能得到提高。因此,全神贯注的学习最好能在安静的环境中进行,而重复的不需要特殊技能的工作则在配有音乐的环境中效率更高。

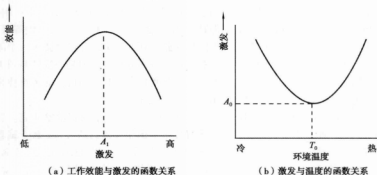


图 1.3 激发与效率以及热刺激的关系^[3]

热环境与噪声对工作效率作用的区别在于其具有双向性,即其能在冷、热两个方向给予刺激。如图 1.3(b) 给出了热刺激与激发的关系,适中温度与最小的激发相对应,然而研究发

现温暖也会减少激发,即稍微的温暖常使人有懒洋洋或浑身无力的感觉。所以图 1.3(b) 中的最小激发温度 T_0 对应的是热中性或略高于热中性的温度。无论温度在任何一个方向上偏离 T_0 变化都会增加激发。

对于简单工作和复杂工作,图 1.4 给出了的环境温度与工作效率之间的函数关系,该图是将图 1.3 中(a)、(b)两条曲线叠加在一起得到的。对于简单枯燥的工作,环境温度适当偏离最小激发温度反而能够获得更高的劳动效率。但是,对于复杂困难的工作,最佳工作效率只可能发生在最小激发强度时,由此也可以看出复杂工作获得最佳的工作效率是相当的困难。

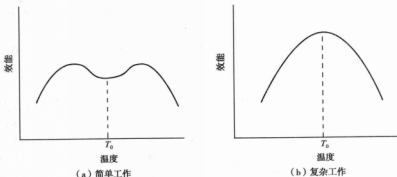


图 1.4 简单工作和复杂工作条件下的环境温度与劳动效率之间的关系^[3]

1.2.2.2 热环境对体力劳动工作效率的影响^[3]

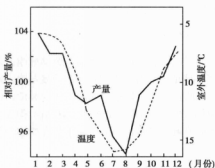
(1) 寒冷环境 人体处于非常寒冷的环境中,体力工作效率也会降低。低温对人的工作效率的影响最敏感的是手指的精细操作。当手部皮肤温度降到 15.5°C 以下时,手部的操作灵活性会急剧下降,手的肌力和肌动感觉能力都会明显变差,从而导致劳动生产率的下降。当手被冷却到 12°C 时,关节处润滑液变得黏稠,手会变得僵硬、麻木,其灵活性降低,从而使得手工操作能力进一步下降。查克(Chark)曾在实验中要求受试者将手插入一个冰盒内打一连串结。当手的皮肤温度降到 16°C 时,打结的效率不受影响。但是当温度降到 13°C 时,打结的效率随着时间明显降低。一般当手的皮肤温度为 $13\sim 16^{\circ}\text{C}$ 时,手的敏感性将明显变差。而对手进行辐射加热,可以使手工工作的效能接近正常水平。

(2) 炎热环境 炎热环境对工作效率的影响也已进行过大量的实验室研究。麦克沃斯(Mackworth)在新加坡曾对 11 名莫尔斯电码操作员的出错率进行研究,11 名受试者均为经过训练的有经验的操作员,A 组包括 3 名最好的,B 组包括 5 名其次的,C 组包括 3 名最差的。发现当标准有效温度(定义为当受试者着标准服装处于相对湿度为 50% 的空气环境中,与其处于空气温度等于平均辐射温度、相对湿度为 50%、空气静止不动的假想环境中人具有相同的皮肤湿润度和皮肤温度时,与环境的换热量相同)超过 33°C 时,莫尔斯电码操作员的工作效率就开始下降,同一组中技术较差的操作员在高温下的出错率明显偏高。这个现象说明:技术不熟练者比有经验者更容易受到环境应力的影响,因此其工作效率降低得更快。也有人

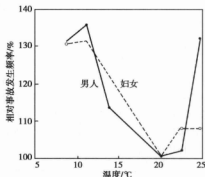
认为热应力可以提高工作效率,因为温度升高会加快体内的化学反应速率,从而激发对环境的反应速率和提高警戒性,因此有利于提高工作效率和降低事故发生率。

一些实验研究结果进一步证实当标准有效温度超过 33℃ 时脑力工作和重体力劳动的效率开始下降。国外通过对煤矿的调查表明,在偏离热舒适区域的环境温度下从事体力劳动,小事故和缺勤的发生几率增加,产量下降。当环境温度超过有效温度 27℃ 时,需要运用神经操作,警戒性和决断技能工作的效率会明显降低。非熟练操作工的效率损失比熟练操作工的损失更大。

图 1.5(a) 给出了湿度对劳动生产率和事故发生率的影响。从图 1.5(a) 可以看到,在夏季高温条件下重体力劳动的效率会明显下降。图 1.5(b) 表明温度偏离舒适区将导致事故发生率的增加。但是对于另外一些工作环境,却有不同结果。一般研究认为高温高湿环境有利于棉麻纺织的生产,因为在此环境纤维性能好且不容易断纱。当相对湿度为 80%,而空气温度超过 24℃ 时,棉麻纺织的总产量却降低了(Wyatt, 1926)。同样,当湿球温度超过 23℃ 时,棉麻产量就会降低(Weston, 1922)。因此,许多实验都表明,在高温下会降低重体力劳动的效率。当温度偏离最佳值时还会发生生产事故。对煤矿的现场调查也表明,事故发生率随着温度的上升而增加。



(a) 马口铁工厂相对产量的季节性变化



(b) 军火工厂相对事故发生率与环境温度的关系

图 1.5 温度对劳动生产率和事故发生率的影响^[3]

1.2.2.3 热环境对脑力劳动的影响^[3]

寒冷环境会降低复杂脑力工作的效率。当冷气侵入人的肌体内部后,会使肌肉的收缩力度降低;当神经温度降到约低于 9℃ 时,沿着神经通路所输送的神经就要减少。这些作用可以被认为是物理作用。此外,由于过冷环境给人体造成的不舒适感和冷应力强烈地刺激神经系统,使人变得过度激发,也会使工作效率降低。

为了对同一温度下实验组和对照组的受试者的学习效率进行比较,Mayo 于 1955 年做过一项研究,他从美国海军中选择了两组学习标准电子学课程的学员,其中一组在 24℃ 的空调房间中授课,另一组在仅有排风扇降温、中午空气温度为 33.6℃ 的室内授课,结果发现两组人员的测验成绩并无差别,尽管其中 79% 的人认为温度过高对他们的学习成绩有不利的影

响。但多数研究结果说明温度控制有利于提高工作效率。一般认为人们在空气温度为 22~23℃ 的环境中的工作效率要高于其在 26℃ 以上的环境。

1967 年, Holmberg 和 Wyon 等在瑞典也进行了实验研究。实验室中的条件尽量与正规学校中的学习条件相同(分别在 20℃、27℃、30℃ 时进行测试), 而且不让学生知道正在进行实验。图 1.6 给出了理解力和阅读速度测验成绩随温度的变化, 由图发现在 27℃、30℃ 时的成绩都比 20℃ 时差, 而且在 27℃ 时最差。

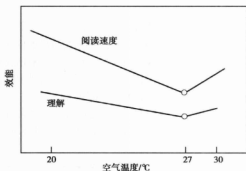


图 1.6 小学生的阅读和理解能力测验成绩随温度的变化^[3]

1965 年, Wyon 在研究热对脑力劳动工作效率的影响中总结出了降低脑力劳动效率的暴露时间, 并将其表示为温度的函数。图 1.7 给出了不降低脑力劳动工作效率的温度与暴露时间的关系曲线。表 1.1 给出的是不同研究者关于降低脑力劳动效率的暴露时间与温度的研究结果。虽然这些曲线都是在实验室条件下根据明显的变化趋势做出来的一般结论, 但在实际工作条件下, 这些结论也得到了证实, 图 1.7 已被美国国家职业安全与健康研究所作为评价炎热环境的最佳指数。

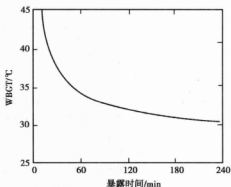


图 1.7 不降低脑力劳动效率的温度(WBCT)与暴露时间的关系^[3]

表 1.1 降低脑力劳动效率的暴露时间与温度的研究结果^{[3] [7]}

工作类别	时间/min	温度/℃		研究者
		标准有效 温度指标 (SET)	有效温 度指标 (ET)	
心算	6.5	—	45.5	Blockley 和 Lyman(1950)
心算	18.5	—	42.8	Blockley 和 Lyman(1950)
心算	46	—	33.1	Blockley 和 Lyman(1950)
心算	240	34	30.6	Viteles 和 Smith(1945)
记单词	60	—	35	Wing 和 Touchstone(1965)
解题	120	—	31.7	Carpenter(1945)
莫尔斯电码	180	33.3	30.8	Mackworth(1972)

1.2.3 室内热环境与建筑可持续发展

室内热环境对于人们满足工作、生活的舒适要求是建筑的基本目的,为此人们不断开发新的建筑技术、室内环境调控设备和方法用于营造和改善室内热环境,并且随着城市化的不断加快,建筑不断增加,建筑能耗,尤其是用于调控室内热环境的建筑能耗在不断增加,对于环境和能源的压力不断增大,已经成为实现节能减排一个迫切需要面对和解决的问题。

据我国相关部门的最新统计表明,到 2009 年,我国的城镇人口按统计口径算,已经达到了 6.22 亿人,城镇化率提高到 46.6%。2008 年是 45.7%,2009 年比 2008 年提高了近 1 个百分点。我国的城镇化率已经逐步接近中等收入国家的平均水平,见图 1.8。到 2008 年底,全国设市城市已经达到 655 个,其中,市区总人口达到 100 万人以上的特大城市,包括超大城市,一共是 122 个;50 万到 100 万人口的大城市达到了 118 个;20 万到 50 万人口的中等城市达到 151 个;20 万以下人口的小城市是 264 个^[4]。

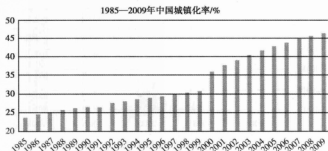


图 1.8 中国城镇化率

图注:数据来源于国家统计局年鉴 2009^[5]

随着我国城镇化率的不断提高以及我国经济的快速发展,居民对生活条件要求的不断提高,一方面必然导致我国建筑面积也在不断增加。图 1.9 中可见,每年仅城镇新增住宅面积 2008 年超过了 7.5 亿平方米,而 1997 年以前还不足 4 亿平方米每年。

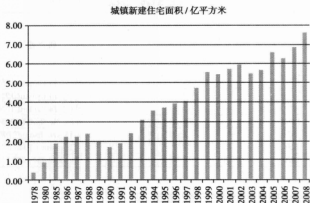


图 1.9 1978—2008 年中国城镇新建住宅面积

图注:数据来源于国家统计年鉴 2009^[5]

另一方面,随着建筑面积的增加我国冬季采暖面积必然随之增加;我国城镇居民家庭空调拥有量也迅猛增加。由图 1.10 中可以看出,2000 年时的每百户空调拥有量不到 40 台,2008 年猛增到 100 台,也反映出我国居民在室内热环境调控方面的能源消耗量大幅增加。

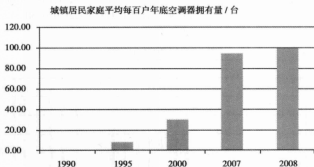
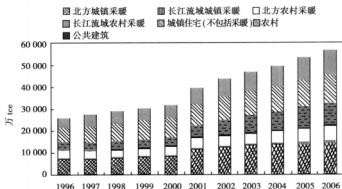


图 1.10 中国城镇居民家庭平均每百户空调拥有量

图注:数据来源于国家统计年鉴 2009^[5]

两方面的原因导致了我国建筑节能的大幅增加,根据 2009 年中国建筑节能发展报告中对我国建筑商品能源能耗从 1996 年的 2.43 亿 tce* 增加到了 2006 年的 5.63 亿 tce,其中很

* 1tce(吨标准煤) = 293 亿 J

图 1.11 1996—2006 年我国各类建筑能耗发展变化情况^[6]

大一部分用于了室内热环境的营造和改善,见图 1.11。因此,建筑室内热环境的营造问题事关建筑的节能和减排。据有关数据统计,我国城乡既有建筑达 430 多亿平方米。今后的 10 年还会新增 200 亿平方米。夏季空调提高 1°C 或者冬季采暖降低 1°C , 或者减少开启空调或者采暖等消耗人工冷热源的热环境运行时间,都会带来巨大和良好的经济和社会效益,这就迫切需要对我国室内热环境与人体热舒适系统做深入的研究来提供理论和技术支持。

1.3 室内热环境与热舒适研究

虽然人类建筑的历史非常漫长,但是室内热环境以及人体热舒适的研究开展却是从 19 世纪开始的,第二次世界大战后才逐步建立起比较系统的理论,这个领域的研究综合医学、生理学、心理学、建筑学等学科才可能完成,因此它是一个年轻的交叉研究领域。

1.3.1 国外热舒适研究

早在 1733 年,阿巴斯诺特就指出空气流动具有驱散身体周围热湿空气的降温效应。特雷德戈尔德在 1824 年指出关于人体的热辐射问题,即当人置于辐射热源中,需要较低的空气温度才能使人体的舒适程度保持不变。1913 年,希尔提出头宜凉、脚宜热,辐射热与气流有关,相对湿度要适中的人体舒适度标准的建议^[3]。

在美国,1919 年,美国采暖通风工程师学会 (ASHVE) 的匹兹堡实验室因空调工业的迅速发展急需有关舒适标准的资料,特别是空气温度和湿度的相互作用对热感觉影响的资料,以研究室内气候对人体舒适的影响作为开端,经过一系列的调查研究,得到人们熟知的等效温度。1923 年 Houghton 和 Yaglou 确定了包括温度、湿度两个变量的裸体男子的等舒适线,并由此创立了对热环境研究具有深远影响的有效温度指标 ET (Effective Temperature)^[7]。1924—1925 年 Houghton、Yaglou 和米勒又进一步研究了包括空气流速和衣着影响的实验。1932 年, Vernon 和 Warner 使用黑球温度代替干球温度对热辐射进行了修正,产生了修正有效温度标准 CET (Corrected Effective Temperature)。1950 年, Yaglou 等对热辐射进行了修正,提出了当

量有效温度的概念^[3]。1971年Pierce研究所的Gagge提出了新的有效温度 ET^* (New Effective Temperature)指标^[8],该指标综合了温度、湿度对人体热舒适的影响,适用于穿标准服装和坐着工作的人群,并已成为ASHRAE55—74舒适标准所采用。随后,又综合考虑了不同的活动水平和服装热阻的影响,提出了众所周知的标准有效温度指标SET(Standard Effective Temperature)^[10]。

气流运动与热舒适的研究也于20世纪20年代起源于美国,到20世纪70年代由于能源价格的提高,吊扇和摇摆风扇引起了人们的重视。1983年Rohles等人研究吊扇形成的紊动气流对人体舒适性的影响,他们发现处在超出以前所认为的合理风速(0.8 m/s)时,受试者仍感觉愉快,认为气流的紊动是有益的^[10]。1983年Konz等人,比较了固定风扇和摇摆风扇的效果,并探索了吹风角度对热舒适的影响。实验结果表明,摇摆风扇优于固定风扇,并发现吹风角度对受试者的影响是不显著的^[11]。1986年Jones等人主要针对不同的着装水平,研究新陈代谢增加时,气流对于舒适的影响。实验结果表明,对于每一种着装水平,风速和温度较高时与风速和温度较低时的舒适程度相似^[12]。1987年Berglund等人研究了空气运动与热辐射非对称的关系。实验结果表明:①风速小于0.25 m/s,且辐射非对称温度小于10℃时,风速和辐射非对称温度对热环境的可接受性无影响。当风速和辐射非对称温度差超过此范围时热环境的可接受性下降。②吹冷风感独立于辐射非对称性,并可表示为风速与温度的线性函数^[13]。1989年Schwatzle等人将Rohles对吊扇的研究扩展到不同的相对湿度下,发现对于较高的相对湿度Rohles的速度上限可提高,对于较低的相对湿度,速度上限应降低^[14]。1994年Fountain等人,在25.5~28.5℃的范围内,研究了台扇、地板送风散流器及台式散流器送风速度与热舒适的关系,他让受试者自己控制风速。在实验结果中给出了满意率与风速的关系式,他发现气流的湍流度与热舒适无确定关系,因此他猜测气流紊动对热舒适的影响与Fanger 1989年给出的模型中采用的计算方法不同^[15]。

在丹麦,1967年丹麦的Fanger教授在美国堪萨斯州立大学的实验数据基础上,结合了前期许多的研究成果将热环境与热舒适的主观变量归纳为著名的热平衡方程式。1970年,Fanger以人体热平衡方程式及ASHRAE七点标度为出发点,并对McNall等在Kansas州立大学所进行的实验得出的4种新陈代谢率情况下的热感觉数据进行曲线拟合,得到了至今被广泛使用的热舒适评价指标—预测平均投票数PMV(Predicted Mean Vote)和预测不满意百分数PPD(Predicted Percentage of Dissatisfaction)指标。该指标综合了空气温度、平均辐射温度、空气流速、空气湿度、人体新陈代谢率及服装热阻六个因素,是至今最全面的评价热环境指标,已被编入国际标准ISO7730^[16]。1972年至1975年,Fanger又对影响人体热舒适的其他因素如:年龄、性别、种族、健康水平等做了进一步的研究。

1977年Fanger和Pedersen将受试者置于设定好的波动气流中,并研究频率变化范围,以确定哪种频率对吹风感产生影响。实验结果表明在相同的平均风速时,紊动气流比均匀气流更不舒适,频率在0.5 Hz左右时,比别的频率更不舒适。1981年Hensel证实了人体皮肤温度的变化率会对大脑产生刺激信号。1984年Madsen用计算机模拟了人的皮肤温度感受器,证实对大脑产生的最强的信号发生在0.5 Hz左右,与Pedersen的实验结果相一致^[17,18]。1986年Fanger和Christensen对100名受试者进行冷吹风实验,他们将吹风感表示为平均风速

和温度的函数。结果表明,温度相同时,由于冷吹风引起的不满意率随平均风速的增大而增大;平均风速相同时,不满意率随温度的增加而减少^[19]。1989年Fanger和Melikov等人将湍流度作为表征气流紊动的变量,给出了因吹风感引起的不满意率的计算公式后来被ASHRAE55标准采用^[20]。

在英国,由于其气候特点是冬季寒冷、夏季温湿度适宜,因此英国的研究重点是房间采暖方面。卡他冷却能力是1914年由Hill最早提出的,该指标综合了平均辐射温度、空气温度和空气流速的影响。1929年Dufton研制了一种拟人器(Eupatheostat),该装置能在空气温度、热辐射、空气速度变化的条件下保持室温恒定。1932年,Dufton提出了当量温度(Equivalent Temperature)指标。1936年,Bedford用卡他温度计、Mark I型拟人器等几种仪器对工厂的热环境进行了现场测量和问卷调查,通过回归分析,得到了当量温度的解析表达式,并提出了把热感觉和热舒适合二为一的贝氏标度。1976年McIntyre提出了主观温度(Subjective Temperature)指标,并给出了计算公式,该指标将人体变量和环境变量分开,更便于实际应用。Nicol和Humphreys的现场问卷调查和测试对来自不同国家的36个受试者进行了有关中性温度的研究形成了适应性理论基础^[21]。

此外,Shahin Heidari通过在伊朗进行的热舒适调查发现,伊朗居民能耐受的热舒适温度远比现有标准中推荐的高^[22]。Chiheb Bounden在突尼斯的2个不同气候的地区所做的研究表明,舒适温度与外界温度密切相关^[23]。Roberto Lambert通过在巴西西南部空调和非空调建筑中的热舒适区域的研究指出,在空调环境下,人们感到舒适的温度和湿度范围相对要窄一些,居住者对温度的变化比湿度变化敏感^[24]。

在应用稳态热舒适理论过程中,人们发现PMV指标预测与实际情况有出入,PMV指标模型不能反应热环境的动态变化对人体热舒适的影响,尤其是在自然通风的条件下,该指标并不能准确预测室内人员的热感觉状况。因此在20世纪80年代,美国采暖通风工程师协会开始了对自由运行建筑中人体热舒适的研究。在全世界范围内进行了对四大洲不同气候区域的自由运行民用建筑进行现场调研,得到了21 000份现场数据形成了ASHRAE RP-884数据库。ASHRAE RP-884通过测试自然通风和集中空调建筑的热环境,发现自然通风建筑要比集中空调建筑的可接受温度范围宽出70%左右。从而证明,对环境具有高度控制能力的人体对不同温度有更广泛的适应性。1998年,Richard de Dear等^[25]在ASHRAE RP-884数据库基础上提出了自由运行建筑“适应性模型(Adaptive Model)”。与PMV预测模型理论不同的是,适应性模型(Adaptive Model)认为人不仅是环境刺激的被动接受者,同时还是积极的适应者,人的适应性对热感觉的影响超过了自身热平衡。

1.3.2 国内热舒适研究

中国对热舒适性的研究比较晚,但是随着我国经济发展,热舒适方面的研究已逐渐加强。研究者发现由于我国地域辽阔,南北跨越热、温、寒几个气候带,气候类型多种多样,各地区居民生活习惯不同,地区之间经济发展不平衡,人们的经济承受能力不同,以及人体适应能力的不同,必将导致人们对热环境的舒适评价产生差异,照搬国外相关的研究并不适合我国的国情。目前,我国研究集中于以下几个方面:

1.3.2.1 在不同气候区开展的现场调研

由于我国地域辽阔,南北跨越热、温、寒几个气候带,气候类型多种多样,各地区居民生活习惯不同,所以近几年国内很多学者都致力于这方面的研究。这类研究方法主要是通过问卷调查方式对不同地区建筑的室内热环境进行现场测试,以了解各个气候分区内建筑的室内热环境各参数的变化规律及特点,得出热舒适温度或热舒适区,从而为改善室内热环境的热舒适性以及建立符合我国国情的室内热环境热舒适理论及热舒适标准提供必要的实验依据。

1998年清华大学夏一哉、赵荣义等^[26]在北京对88户自然通风居民住宅现场测试了夏季室内干球温度、相对湿度、风速等热环境参数,并以问卷调查的方式记录了居民的热感觉。1999至2001年,天津大学吕芳^[27]用现场实验、问卷调查的方式对人体的热舒适性进行研究,结果表明:天津人的热舒适区比ASHRAE Standard 55-1992中的人体热舒适区要宽一些,天津人的不满意率与世界其他地方相比要低一些,这些都表明天津人对热环境的要求相对于其他地方低一些,对热环境更容易满足。

哈尔滨工业大学王昭俊等^[28]对哈尔滨市66户住宅冬季室内热环境与居民热感觉、热舒适进行了现场调查,用室内气候分析仪及热舒适仪测试了热环境参数及PMV-PPD指标,收集了120名居民填写的热感觉、热舒适等主观调查表,并由此得出了舒适范围、操作温度、中性温度、期望温度等数值。大连理工大学陈滨^[29]等于2001年对大连市部分冬季室内采暖热湿环境进行实测调查,分析了不同的采暖方式对室内热环境的影响。湖南大学潘允贵^[30]在2002年8月和2003年1月对长沙地区居住建筑冬夏季室内外热湿环境进行了实测调查,比较了不同地域,不同楼层高度,不同消费观念,不同生活习惯住宅室内外热环境的差别,并提出了改善室内热环境的措施。北京理工大学纪秀玲等^[31]于2000年和2001年的夏天,分别在上海、江苏等地以问卷的方式进行了1814人次的空调环境和非空调环境下人体热感觉调查。调查结果表明非空调环境基本上都在ASHRAE舒适区之外。被调查人群的平均热感觉普遍低于PMV计算值。

重庆大学李百战课题组长期从事建筑热环境研究。李百战教授早在1991年就主持并完成了国家自然科学基金(青年)课题:“住宅热湿环境动态特性及控制原理研究”,在英国留学期间对英国370余个办公室的进行了问卷调查,通过因素分析和多因素评判,建立了室内主要环境参数与办公室工作效率之间的评判AHP模型、因素分析模型及统计分析模型^[32]。随后与英国知名专家合作,通过大量的理论研究、实测调查与数理统计分析,首次提出了建立办公室环境和人体舒适及工效之间的多因素评判研究方法,得到了国际环境工效研究领域同行专家的高度评价。主要成果已被英国工业界(如Optimua Workplace Ltd, Clearvision International Ltd等)采用,该成果曾于1999年3月在伦敦获得英国建筑业“科技研究成果创新奖”(Innovative Research Achievement)。重庆大学陈启高、李百战、姚润明等^[34]采用热舒适评价指标PMV-PPD模型与建筑动态热模拟及计算流体力学(CFD)模拟相结合的方法,分别对重庆地区自然通风房间和埋管送风通风房间进行了室内气候和热舒适模拟分析。建立了室内热环境模拟与评价模型,提出了重庆地区住宅热舒适指标。李百战课题组在严寒地区、寒冷地区、夏热冬冷地区、夏热冬暖地区、温暖地区的代表性城市选择住宅、办公室等民用建筑进行了长期的大量的问卷调研,掌握了我国不同地区、不同季节、不同建筑类型室内热湿环境特

点及热舒适状况,积累了宝贵的科研数据和经验^{[33]~[44]}。

总之,国内目前许多科研机构 and 单位在各自所在的气候区对不同建筑类型的室内热环境进行了大量的调研工作。从目前已有的研究看,主要集中在长江中下游地区、沿海地区以及部分北方城市,新疆、西藏等西北地区基本上没有开展过相关研究。

1.3.2.2 人体热舒适机理的研究

在热舒适测试及调查,热环境对人体舒适、健康和工效的影响以及舒适热环境的评价方法研究等方面一直受到学者们的重视,但对于人体热舒适的原理一直处于黑箱认识的状态。重庆大学李百战教授^[45]1990年在香港举办的第四届国际高层建筑大会上,作为主题发言人之一,根据生物生态学原理,提出人体生理、心理与外界生态环境及室内热环境的动态调节关系,以及人体动态(可变)热舒适需求。打开了国内从人体生理-心理角度研究人体热舒适机理的大门。自2002年始,以李百战教授为学科带头人的国家“十五”及“十一五”“211”重点学科“城镇人居环境质量保障体系和工程技术”正式启动。重庆大学李百战课题组先后承担了国家自然科学基金面上项目“夏热冬冷地区室内热湿环境下人体生理与心理响应机理研究”、国家自然科学基金重点项目“建筑热环境动态调节与控制的理论与方法”。率先在人体热舒适机理研究中采用生理学、心理学、医学等研究手段,通过对人体生理参数进行筛选和研究,并对热环境影响下的人体新陈代谢、生命体征、神经系统等生理项目进行了测试,结合对人体电生理、认知能力等开展了一系列的实验研究,积累了大量的数据库并取得了一些突破性的研究成果^{[46]~[60]}。

1.3.2.3 人体热舒适评判模型及应用研究

在热舒适的热调节和评判机理模型方面国内学者也开展了相关的研究,王小玲通过将人体分为六节段两层,建立了肌体各层间和各节段内的瞬态传热数学模型^[61];文学军将人、建筑热环境、暖通空调系统视为一个动态热力系统,构建了稳态和动态热环境人的热感觉模糊预测模型^[62];王昭俊用遗传算法建立人体热感觉特征组合优化模型^[63];王怡建立了住宅自然通风房间热感觉模糊评判模型^[64]。同济医科大学、鞍钢劳动研究所、武汉职业病防治院等^[65]单位通过现场和实验研究,制定了我国的室内空调温度舒适标准《室内空调至最适温度》GB/T5701-1985,为我国自主编制的热舒适的重要标准。

1.3.3 室内热环境与热舒适研究小结

1.3.3.1 研究目的

(1)热舒适机理研究 热舒适机理的研究,发现室内热环境影响人体热舒适生理、心理响应机理,建立不断完善和发展的热舒适理论,包括人体热调节系统模型、各种热舒适模型。热舒适机理研究解决的问题是室内热环境如何使人感觉满意,是营造、调节、评价室内热环境的基础。

(2)热舒适应用研究 热舒适应用研究是应用热舒适机理研究的成果,解决采用什么手段营造、调控热环境可以使人感觉满意,如何评价一个热环境是否令人满意而且可以更加节能和环保的问题。这主要包括热舒适评价方法、模型的确定、标准研究以及热环境调控策略研究等。

1.3.3.2 研究手段

研究手段主要有两种:一是以专门建造的微气候室为基础的实验室研究;二是在真实热环境进行测量和问卷调查的现场研究。两种手段各有利弊,互相弥补,不可缺少。

实验室研究能够对热环境变量进行精确的测量和控制,并可单独研究某一个变量对热舒适的影响。研究热感觉的第一批微气候实验室最早在美国、丹麦和荷兰等国建成。由于实验室研究内容的需要,要求实验室具有精度较高的热湿环境控制设备,以满足实验期间热环境参数能在较大范围进行高精度调节。具有代表性的有丹麦工业大学微气候室以及1963年建立在堪萨斯大学的微气候实验室,它们均具有广泛研究的可靠性和较现代化的设备。

在实验室研究当中可以对影响热舒适的热环境因素和人体的服装热阻进行精确控制,在代谢率一定的情况下,可以对不同的变量组合对热舒适的影响效果进行研究;可以对某一个变量或者组合的变化对热舒适影响进行研究;也可以营造若干不同的热环境,研究人经历不同热环境时的热感觉变化等。

实验室研究最大的优点是可以定量研究每个因素对人体的热舒适的影响,缺点是实验室内的热环境与真实热环境有较大差别,无法模拟出室外自然环境、气候等对人的生理、心理的影响。

现场研究其特点就是在真实的热环境中开展研究,通过对该环境的相关环境变量测量以及该室内受试者问卷调查,评价当前室内的热环境状况和人体热感觉。

由前面的分析可知影响人体热感觉的因素除了空气温度、空气湿度、空气流速、平均辐射温度、人体新陈代谢率和服装热阻这6个以外,人们的生活习惯、个性、年龄、性别、居住地区、心理作用等都能对人体热感觉造成影响。而实验室研究很难兼顾到以上所有的因素。实验室研究主要是针对以上六个因素对热感觉的综合影响,因此它不能模拟围护结构蓄热性、太阳辐射、室外温度、室外风速等对室内热环境和人体热舒适性的影响。而现场研究就可以兼顾到以上所有的因素,现场研究可以得到实际热环境状况和人体实际热感觉的关系,较实验室研究更能准确反映实际情况。现场研究也有其不足之处,其一是由于受到室外环境参数的影响,要获得理想的测试数据和大样本问卷调查,需要付出更多的时间和辛勤的劳动,其二是现场研究干扰因素较多,变量难以精确控制。

1.3.3.3 研究角度

目前室内热环境与人体热舒适研究角度按照研究思路的不同可以分为三类:物理学、生理学以及心理学。

(1)物理学方法 就是从物理学的观点出发,将人体视为一个热源,机体不断产生热量,同时也向环境散热,以便保持热平衡,运用物理方法处理各种环境变量对散热的影响以及人体与环境的散热。由前面的介绍可知,在建立热平衡方程时,除了物理学方法外,还必须结合生理学方面的知识,即需要确定人体产热速率和皮肤温度,才可以实现热平衡的计算。就热平衡方程的建立过程来说,物理学方法并不考虑人体本身对热或冷的反应,并且不涉及不舒适的感觉。

(2)生理学方法 这种方法主要是研究人体的产热、散热及热调节的生理机制和生理反

应,诸如肌肉收缩、血压调节、心率调节、体温调节等机理。但这些反应由众多的刺激引起,区别各种热环境刺激对生理指标的作用往往非常困难。因为人体本身是一个十分复杂的系统,它有许多互相影响的控制系统。例如,出汗这种生理现象,其产生的原因就有可能由于室内气温过高,也有可能是情绪紧张等心理原因造成的。另外,由于生理实验涉及以人为实验对象,实验人员选择、安全性保障等也是人体生理实验需要克服的问题。因此,热舒适的生理机制研究是重点也是难点。

(3)心理学方法 这种方法主要是研究心理过程发生、发展的规律性,研究个性心理形成和发展的过程,研究心理过程和个性心理相互关系。这种方法是在生理学的基础上,以人的感觉为一般基点,任何定量描述不舒适程度或冷暖感觉的尝试都需借助于心理方法。神经生理学家通过测量各个神经末梢对某一热刺激的反应来详细地研究热感觉的生理机制。根据研究的方法不同,心理学研究方法又可以分为以下三种用于热舒适研究。

①应用一般心理学方法,可以通过要求受试者用数值分度来评定感觉的强度以试图使感觉定量化,从而建立与热物理刺激的关系。在实验室研究和现场调查研究当中使用的热舒适问卷调查法便是典型的心理研究方法。在问卷调查当中应用最多的便是直接采用热感觉等级分度,要求受试者将其热感觉用热分度加以评定,如前面介绍的著名的贝德福德分度就是最早的感觉分度之一。

②应用心理生理学方法,可借助量测诸如心跳速率、皮肤电阻或电生理参数指标,以观察情绪和热感觉之间的相互关系,这种方法通过大样本的研究往往可以得到一个比较客观的评判标准。后面第3章介绍的生理方面的许多研究均是采用此类方法。

③行为生理学方法是通过观察受试者在收到热环境刺激出现之后的行为变化。Humphreys(1972)使用慢转速拍摄用普通转速放映的摄影技术记录了某个中学教室里学生衣着和温度的关系,其假定是学生会改变衣着以避免热不舒适,这个研究就是典型的行为生理学研究方法。在问卷调查当中,调查者通过观察记录受试者的服装情况也属于此方法。

在热舒适研究当中,物理学、生理学、心理学这三个角度都不是孤立的,而是互相重叠的,在进行研究过程中三个角度都需要兼顾,关系见图1.12。热舒适的形成本身便是这三个方面

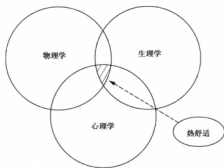


图 1.12 热舒适研究学科交叉示意图

共同作用,即热与环境的换热、对人体生理、心理的影响,形成热舒适状态。例如,范格尔的热舒适方程的建立便是一个典型的例子。首先人体与环境换热热平衡方程是采用物理方法研究得到的,然后,通过心理学的问卷调查人的舒适状态,并结合人体的生理反应研究(出汗、皮肤温度)得到热舒适条件,将热舒适条件结合热平衡方程即得到热舒适方程。

参考文献

- [1] 吴良镛. 人居环境科学导论[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2003.
- [2] P. O. Fanger. Thermal Comfort. Copenhagen[M]. Danish Technical Press, 1970.
- [3] McIntyre DA. 室内气候[M]. 龙惟定, 等, 译. 上海: 上海科技出版社, 1988.
- [4] 中国网. http://www.china.com.cn/news/2010-03/29/content_19709680.htm
- [5] 中华人民共和国统计局. 中国统计年鉴 2009[M]. 北京: 中国统计出版社, 2009.
- [6] 清华大学建筑节能研究中心. 2009 中国建筑节能年度发展报告[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.
- [7] 魏润柏, 徐文华. 热环境[M]. 上海: 同济大学出版社, 1994.
- [8] GAGGE A P, STOLWIJK J A J, NISHI Y. An effective temperature scale based on a simple model of human physiological regulatory response [J]. ASHRAE Trans, 1971, Vol. 77, Part1: 247-262.
- [9] GAGGE A P, FOBELETS A P, BERGLUND L G. A standard predictive index of human response to the thermal environment [J]. ASHRAE Trans, 1986, Vol. 92, Part2: 709-731.
- [10] F Rohles, et al. Ceiling fans as extenders of the summer comfort envelope[J]. ASHRA Trans, 1983, 89(1): 21-24.
- [11] M E Fountain. Laboratory studies of the effect of air movement on thermal comfort; A comparison and discussion of methods[J]. ASHRAE Trans, 1991, 97(1): 22-23.
- [12] B Jones, et al. The effect of air velocity on thermal comfort at moderate activity levels[J]. ASHRAE Trans, 1986, 92(2B): 24-26.
- [13] L Berglund. A Fobelets. Subject human response to low-level air currents and asymmetric radiation[J]. ASHRAE Trans, 1987, 93(1): 23-24.
- [14] D Scheatzle, et al. Extending the summer comfort envelop with ceiling fans in hot air climate[J]. ASHRAE Trans, 1989, 95(1): 35-36.
- [15] Marc Fountain, et al. Locally controlled air movement preferred in warm isothermal environment[J]. ASHRAE Trans, 1994, 100(2): 24-26.
- [16] ISO 7730. Moderate thermal environments-determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort[S]. Geneva: International Standards Organization. 2005.
- [17] P O Fanger, C Pedersen. Discomfort due to air velocities in spaces[J]. Proceedings of the Meeting of Commissions B1, B2, E4 of the IIR, Belgrad, vol. 4, 1997.
- [18] P O Fanger, et al. The impact of turbulence on draught[J]. Proceedings of the Meeting of XVII International Congress of Refrigeration, 1987: 25-32.
- [19] P O Fanger, N K Christensen. Perception of draught in ventilated spaces[J]. Ergonomics, 1986, 29(2): 45-46.
- [20] P O Fanger, A K Melikov, et al. Turbulence and draft[J]. ASHRAE J, 1989, (4): 24-26.
- [21] Humphreys M A, Nicol J F. Outdoor temperature and indoor thermal comfort; raising the precision of the relationship for the 1998 ASHRAE database of field studies[J]. In: ASHRAE Trans., 2000, 106(2): 185-192.
- [22] Shahn H. A comparative analysis of short-term and long-term thermal comfort survey in Iran [Z]. Moving

- Thermal Comfort Standards into the 21st Century, Windsor UK, 2001.
- [23] Chiheb B. Thermal comfort in Tunisia; Results of one year survey [Z]. Moving Thermal Comfort Standards into the 21st Century, Windsor UK, 2001.
 - [24] Roberto L. Thermal comfort zone for conditioned and free running buildings in Florianopolis, south brazil [Z]. Moving Thermal Comfort Standards into the 21st Century. Windsor UK, 2001.
 - [25] de Dear R J, Brager C S. Developing an adaptive model of thermal comfort and preference [J]. ASHRAE Trans, 1998, 104(1): 145-167.
 - [26] 夏一哉, 赵荣义, 江亿. 北京市住宅环境热舒适研究[J]. 暖通空调, 1999, 29(2): 1-5.
 - [27] 吕芳, 涂光备, 李景广. 天津地区夏季人体热舒适的测试与分析[C]. 南宁: 全国暖通空调 2000 年学术年会论文集, 2000.
 - [28] 王昭俊, 方修睦, 康乐明. 哈尔滨市冬季居民热舒适现场研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2002, 34(4): 500-504.
 - [29] 陈滨, 彭菲菲, 赵金玲, 郭丽燕. 冬季民用住宅室内热湿环境的实测调查研究——采暖设备和居住者热湿感觉、生活行为的关系[J]. 建筑热能通风空调, 2002(6): 22-25.
 - [30] 潘尤贵. 长沙市居住建筑室内环境及其能耗的实测与调查分析研究[D]. 湖南大学硕士论文, 2004: 57.
 - [31] 纪秀玲, 王保国, 刘淑艳, 等. 江浙地区非空调环境热舒适研究[J]. 北京理工大学学报. 2004, 24(12): 1100-1103.
 - [32] Li Baizhan, Assessing the Influence of Indoor Environment on Productivity in Office[D]. PhD Thesis. The University of Reading. UK, 1998.
 - [33] 李百战, 彭绪亚, 姚润明. 改善重庆住宅热环境质量的研究[J]. 建筑热能通风空调, 1999, 18(3): 68.
 - [34] 李百战. 通风降湿建筑室内热环境模拟及热舒适研究[J]. 暖通空调, 1997, 27(6): 5-9.
 - [35] 姚润明. 室内气候模拟与热舒适研究[D]. 重庆: 重庆大学博士论文, 1997.
 - [36] Liu Jing, Li Baizhan, Yao Runming. Investigation and Analysis of Winter Classroom Thermal Environment In Chongqing[C]. Proceedings of ICEBO2006, Shenzhen, China.
 - [37] 徐小林, 李百战. 室内热环境对人体热舒适的影响[J]. 重庆大学学报, 2005, 28(4): 102-104.
 - [38] 陈良, 郑洁, 汪红, 等. 重庆夏季办公室室内环境研究[J]. 重庆建筑, 2006, 5: 9-13.
 - [39] 李百战, 刘晶, 姚润明. 重庆地区冬季教室热环境调查分析[J]. 暖通空调, 2007, 37(5): 115-117.
 - [40] 刘晶. 室内热湿环境对人体生理及热舒适影响的实验研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2007.
 - [41] Hong Liu, Baizhan Li, Wenjie Li, shenglan Jing. Indoor Thermal Comfort Analysis of Office Buildings in Hot Summer and Cold Winter Region in China[C]. Proceeding Of 7th International Conference on Sustainable Energy Technologies, Seoul, 2007, Korea. 937-943.
 - [42] Liu Hong, Li Wenjie, Li Baizhan, Tan Meilan, Li Gang. Winter indoor thermal environment analysis of heating office buildings in Chongqing[J]. Journal of Central South University of Technology, 2007, 14(s3): 043-047.
 - [43] Runming Yao, Baizhan Li, Jing Liu. A theoretical adaptive model of thermal comfort-Adaptive Predicted Mean Vote (aPMV)[J]. Building and Environment, 2009, 44: 2089-2096.
 - [44] Runming Yao, Jing Liu, Baizhan Li. Occupants' adaptive responses and perception of thermal environment in naturally conditioned university classrooms[J]. Applied Energy, 2010, 87(3): 1015-1022.
 - [45] Li Baizhan, Thermal and Environment Design to Meet Future Needs, Proceedings of Tall Building: 2000 and Beyond[C]. Hong Kong, 1990: 366-374.
 - [46] 李百战, 吴婧, 郑洁. 基于生理学的热舒适和热健康探讨[J]. 制冷与空调, 2005, 73: 154-157.
 - [47] 李百战, 陈露, 郑洁. 重庆市主城区住宅夏季室内热环境与热舒适调查[J]. 制冷与空调, 2005, 21: 1-3.

- [48] Zheng Jie, Chen Liang; Li Baizhan, et, al. Indoor Thermal Comfort Studies Based on Physiological Parameter Measurement and Questionnaire Investigation[J]. Central South Univ Technol 2006, 13(4): 404-407.
- [49] Baizhan Li. Sustainable Response to the Urbanisation in China[C]. Journal of Central South University of Technology, 2007, 14(s3): 1-7.
- [50] 李百战. 民用建筑室内热湿环境评价标准介绍[R]. 2008 全国暖通空调年会发言, 重庆, 2008.
- [51] 徐小林. 重庆夏季室内热环境对人体生理指标及热舒适的影响研究[D]. 重庆: 重庆大学城市建设与环境工程学院, 2005.
- [52] 吴婧. 室内空气流速与人体舒适及生理应激关系的研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2005.
- [53] 罗明智. 室内空气流速对人体生理指标及热舒适性影响的研究[硕士学位论文][D]. 重庆: 重庆大学, 2005.
- [54] 陈露. 夏热冬冷地区室内热环境与人体热舒适及热健康的关系研究[D]. 重庆: 重庆大学城市建设与环境工程学院, 2006.
- [55] 陈良. 室内热湿环境对人体生理及热舒适影响的实验研究[D]. 重庆: 重庆大学城市建设与环境工程学院, 2006.
- [56] 潘信峰. 重庆室内热环境下人体生理和热舒适的实验比较研究[D]. 重庆: 重庆大学城市建设与环境工程学院, 2007.
- [57] 曹晓庆. 影响室内热舒适参数的理论与实验研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2008.
- [58] 曾玲玲. 基于体表温度的室内热环境响应实验研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2008.
- [59] 郭恒. 基于体表电阻抗的热湿环境改善措施的实验研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2008.
- [60] 刘红. 重庆地区建筑室内动态环境热舒适研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2009.
- [61] Wang Xiaoling. Thermal comfort and sensation under transient conditions[D]. Stockholm: Department of Energy Technology Division of Heating and Ventilation, The Royal Institute of Technology, 1994.
- [62] 文学军, 赵荣义. 动态热环境人体热感觉的模糊综合评判[J]. 清华大学学报(自然科学版), 1998, 5: 23-27.
- [63] 王昭俊, 廉乐明. 住宅室内热环境中影响人体热感觉特征选择[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2004, 36(8): 1011-1013.
- [64] 王怡. 寒冷地区居住建筑夏季室内热环境研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学博士论文, 2003.
- [65] 张国高. 我国室内空调至适温度标准的研制[J]. 工业卫生与职业病, 1986, 12(1): 23-26.

2 人体与环境的热交换

2.1 人体与环境的热交换

人体为了维持体温和正常生理活动的需要,通过新陈代谢,不断产生热量,并不断进行热量的交换。人体新陈代谢产生的能量,一部分用于人体生理活动的需要,一部分用于人体对外做功的需要,一部分要与环境进行交换。热交换的进行程度影响了人体对环境的冷热感觉,乃至舒适感觉。人体与环境的热交换模式是研究人体热舒适的基础。即:人体与环境的热交换模式是研究人体热舒适的基础,如图 2.1 所示。

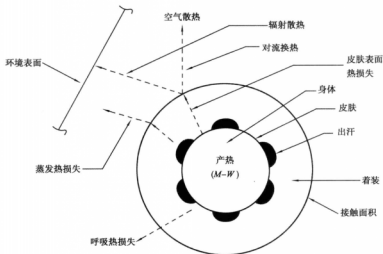


图 2.1 人体与环境的热交换^[1]

2.1.1 人体基本热平衡方程

人体为了维持体温的基本恒定,体内需要不断的产生热量以维持与环境的热交换以及自身活动的需要。根据热力学第一定律,人体产生的热量始终等于人体消耗的热量,即应该满足基本热平衡方程式为:

$$M - W = R + C + E + S \quad (2.1)$$

式中 M ——人体能量代谢率, W/m^2 ;

W ——人所完成的机械功, W/m^2 ;

R ——人体与环境的辐射热交换, W/m^2 ;

C ——人体与环境的对流热交换, W/m^2 ;

E ——人体由于呼吸、皮肤表面水分蒸发及出汗所造成的与环境的热交换, W/m^2 ;

S ——人体的蓄热率, W/m^2 。

式(2.1)中各项采用的单位均为 W/m^2 , 这是因为人与人在体形、年龄、性别等方面均存在差异, 以整体研究没有可比性, 有关研究表明, 以单位体重或者身高来进行研究亦没有可比性, 而以单位人体表面积进行研究, 则差异不大。

2.1.2 人体基本热平衡方程各项的意义

人体热平衡方程从产热、换热及蓄热 3 个方面对各项进行分类。

2.1.2.1 人体产热与做功

热平衡方程当中能量代谢、机械功与蓄热, 是与人体有关的 3 项, 能量代谢率 M 是人体通过新陈代谢作用将食物转化为能量的速率, 与人体的新陈代谢过程有关, 需要通过生理学手段进行研究。

W 是人体所完成的机械功, 为了便于计算常以人的机械效率的形式给出, 即 $\eta = W/M$, 这样只需测得不同活动时的机械效率, 便可以根据能量代谢率和机械效率求得机械功。机械效率 η 一般不超过 5% ~ 10%, 对于大多数活动接近于 0。

2.1.2.2 人体与环境的换热

由传热学知识可知, 传热有三种最基本的方式: 导热、对流与辐射。人体与环境的换热也应该有这三种方式, 但是在热平衡方程式中仅包括了人体与环境的辐射传热 R 以及对流传热 C 。为什么没有通过热传导的热交换项呢?

事实上, 人与环境之间也存在着热传导。当人体通过周围空气以对流形式散热时, 在紧贴人体皮肤或服装表面部位发生的是热量通过空气层的传导, 这部分的热传导问题已综合到对流换热中去。另外, 当人体与固体壁面接触时, 会产生热传导, 例如, 人站立时脚底与地面接触; 人坐着时臀部与椅面之间, 人躺卧时背部与床面之间等。有学者测定过许多仰卧的孩子皮肤与硬板床的接触面积, 发现它仅占皮肤总表面积的 10% 左右, 并且认为这一比例也适合于成人。在正常工作时, 人通常为坐姿或者站姿, 人体与地板或椅面的接触面积将远远小于上述比例。并且, 人一般都穿着鞋和服装, 所接触的固体壁面通常又是木板或其他材料, 人体与壁面之间的导热系数很低。综上, 由于人体与壁面接触面积很小, 接触面的导热系数很低, 导热交换量很小, 所以, 在热交换计算时通常忽略导热问题。在一些特殊场合, 人体接触面积较大的冷、热表面, 或与导热系数很大的物质(如金属等)接触, 可能造成较大的热损失与局部不适, 那么可以单独计算这项热损失再归入热平衡方程式中。

人由于呼吸和出汗与环境也会发生热量交换。呼吸过程会发生两种热交换过程: 一种是吸入和呼出的空气温度发生的变化, 就会发生显热交换; 另一种是由于吸入和呼出的空气湿度发生的变化, 通常是呼出的空气中含有更多的水蒸气, 这部分水蒸气来自于人体, 要带走相应的气化潜热。另外, 人体的皮肤表面不断地向周围空气蒸发水分, 人体出汗时, 汗液在人体皮肤表面蒸发, 这两种情况都会从人体带走气化潜热。

2.1.2.3 人体的蓄热

人体产热经过消耗与环境交换的部分后,若为正值,说明人体系统的得热量大于失热量,导致人体内热量的积蓄,蓄热率 S 为正。反之,人体不断损失热量,蓄热率 S 为负。如果人体得热正好等于失热,则蓄热率 S 为零,即人体处于热平衡状态。如果人体处于热不平衡状态,例如得热量大于散热量,多余的热量将在体内积蓄,只要蓄热率在一定范围内,人体自身的调节机能例如体温上升、出汗等增加与环境的换热量,使得蓄热率达到新的热平衡状态。超出人体的调节范围后,只有通过增加衣物以及采用采暖以及空调等手段维持人体的热平衡。

在短时期内,由于人体本身具有较大的热容量,加上人体体温调节系统的调节功能(如控制血流量,出汗量等)可以保证人体在热不平衡状态下只有很小的体温变化。人体蓄热率 S 与人体温度之间的关系可用下式表示:

$$S = \frac{C_b \omega}{A_b} \frac{dt_b}{dt} \quad (\text{m}^2) \quad (2.2)$$

式中 C_b ——人体组织的平均比热容, $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$;

t_b ——人体平均温度, $^{\circ}\text{C}$;

t ——体温变化时间, s ;

$\frac{dt_b}{dt}$ ——体温变化率, $^{\circ}\text{C/s}$ 。

人体组织的平均比热由盖吉(Gagge)和尼西(Nishi)^[2]导出,大约为 $3.49 \text{ kJ/kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$,这个数值大约为水的比热的 83%。如果一个体重为 70 kg 、具有 1.8 m^2 体表面积的人在 1 h 内体温上升了 1°C ,意味着此时的蓄热率为 38 W/m^2 。反之,运用式(2.2)我们也可求得在某一蓄热率下人体平均温度的上升率。

2.2 人体与环境的辐射换热

2.2.1 辐射的基本原理

2.2.1.1 热辐射的基本概念

辐射是电磁波传递能量的现象。由于热的原因而产生的电磁波辐射称为热辐射(也称为热辐射能的传递过程)。热辐射的电磁波是物体内部微观粒子的热运动状态改变时激发出来的,只要物体的温度高于“绝对零度”(即 0 K),物体总是不断地把热能变为辐射能,向外发出热辐射。同时,物体亦不断地吸收周围物体投射到它上面的热辐射,并把吸收的辐射能重新转变成热能。辐射换热就是指物体之间相互辐射和吸收的总效果。当物体与环境处于热平衡时,其表面上的热辐射仍在不停地进行,但其辐射换热等于零。

热辐射具有一般辐射现象的共性。例如,各种电磁波都以光速在空间传播,这是电磁波辐射的共性,热辐射亦不例外。电磁波的速率、波长和频率存在如下关系:

$$c = f \lambda \quad (2.3)$$

式中 c ——电磁波的传播速度, m/s , 在真空中 $c = 3 \times 10^8 \text{ m/s}$, 在大气中传播速度略低于这个值;

f ——频率, 1/s ;

λ ——电磁波的波长, m , 其常用单位为 μm 。

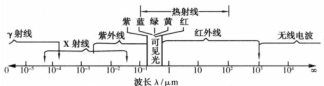


图 2.2 电磁波的波谱

电磁波的性质取决于波长或频率, 在热辐射的分析中, 通常用波长来描述电磁波。电磁波的波长有很宽的范围, 例如, 宇宙射线的波长极短 ($\lambda \leq 10^{-8} \mu\text{m}$), 而某些无线电波的波长则很长 (可以以千米计)。图 2.2 给出了电磁波按波长区分的大致情况, 以及每个区段的相应名称。

从理论上说, 物体热辐射的电磁波波长可以包括整个波谱, 即波长从零到无穷大。然而, 在工业上所遇到的温度范围内, 即 $2\,000\text{ K}$ 以下, 有实际意义的热辐射波长位于 $0.38 \sim 100 \mu\text{m}$, 而且大部分能量位于红外线区段的 $0.76 \sim 20 \mu\text{m}$ 范围内, 而在可见光区段, 即波长为 $0.38 \sim 0.76 \mu\text{m}$ 的区段, 热辐射能量的比重不大。显然, 当热辐射的波长大于 $0.76 \mu\text{m}$ 时, 人们的眼睛将看不见。如果我们把温度范围扩大到太阳辐射, 情况就会有变化。太阳是温度约为 $5\,800\text{ K}$ 的热源, 其温度比一般工业上遇到的温度高出很多。太阳辐射的主要能量集中在 $0.2 \sim 2 \mu\text{m}$ 的波长范围内, 其中可见光区段占有很大比重。如果把太阳辐射包括在内, 热辐射的波长区段可放宽为 $0.1 \sim 100 \mu\text{m}$, 如图 2.2 所示。

红外线又有近红外和远红外之分, 大体上以 $4 \mu\text{m}$ 为界限, 波长在 $4 \mu\text{m}$ 以下的红外线称为近红外线, $4 \mu\text{m}$ 以上的红外线称为远红外线。因两者的物理作用并无本质的差异, 这种区分的界限并没有统一的规定。20 世纪 70 年代初期发展起来的远红外加热技术, 就是利用远红外辐射元件发射出的以远红外线为主的电磁波对物料进行加热。微波炉就是利用远红外线来加热物体的。远红外线可以穿过塑料、玻璃及陶瓷制品, 但却会被像水那样具有极性分子的物体吸收, 在物体内部产生内热源, 从而使物体比较均匀地得到加热。各类食品中的主要成分是水, 因而远红外加热是一种比较理想的加热手段。

2.2.1.2 物体对热辐射的吸收、反射和折射

当热辐射的能量投射到物体表面上时, 和可见光一样, 也发生吸收、反射和穿透现象。如图 2.3 所示, 假设外界投射到物体表面上的总能量 Q 中, 一部分 Q_a 被物体吸收, 另一部分 Q_r 被物体反射, 其余部分 Q_t 穿透过物体。按照能量守恒定律有:

$$Q = Q_a + Q_r + Q_t \quad (2.4)$$

或者

$$\frac{Q_a}{Q} + \frac{Q_r}{Q} + \frac{Q_t}{Q} = 1$$

其中各个能量百分数 Q_a/Q 、 Q_r/Q 、 Q_t/Q 分别称为该物体对投射辐射的吸收率、反射率和穿透率, 并依次用符号 α 、 ρ 、 τ 表示, 式(2.4)可写成:

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (2.5)$$

实际上,当辐射能进入固体或液体表面后,在一个极短的距离内就被完全吸收,并被转换成热能使物体的温度升高。对于金属导体,这一距离只有 $1\text{ }\mu\text{m}$ 的数量级;对于大多数非导体材料,这一距离亦小于 1 mm 。实用工程材料的厚度一般都大于这个数值,因此可以认为固体和液体不允许热辐射穿透,即 $\tau = 0$ 。于是,对于固体和液体,式(2.5)可简化为:

$$\alpha + \rho = 1 \quad (2.6)$$

因而,就固体和液体而言,吸收能力大的物体其反射本领就小;反之,吸收能力小的物体其反射本领就大。

辐射能投射到物体表面后的反射现象也和可见光一样,有镜面反射和漫反射的区分,这取决于表面不平整尺寸的大小,即表面的粗糙程度。这里所指的粗糙程度是相对于热辐射的波长而言的。当表面的不平整尺寸小于投入辐射的波长时,形成镜面反射,此时入射角等于反射角(见图 2.4)。高度磨光的金属板就是镜面反射的实例。当表面的不平整尺寸大于投入辐射的波长时,形成漫反射,这时从某一方向投射到物体表面上的辐射向空间各个方向反射出去,如图 2.5 所示。一般工程材料的表面都形成漫反射。

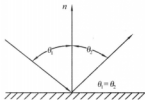


图 2.4 镜面反射

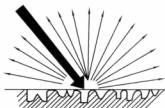


图 2.5 漫反射

辐射能投射到气体上时,情况与投射到固体或液体上不同。气体对辐射能几乎没有反射能力,可认为反射率 $\rho = 0$,而式(2.5)简化成:

$$\alpha + \tau = 1 \quad (2.7)$$

显然,吸收性大的气体,其穿透性就差。

由上所述,固体和液体对投入辐射所呈现的吸收和反射特性,都具有在物体表面上进行的特点,而不涉及物体的内部。因此物体表面状况对这些辐射特性的影响是至关重要的。对于气体,辐射和吸收在整个气体容积中进行,表面状况则是无关紧要的。

由于自然界不同物体的吸收率 α 、反射率 ρ 和穿透率 τ 因具体条件不同而千差万别,给热辐射的研究带来很大困难。为了方便起见,从理想物体入手进行研究,可理出一个处理复杂问题的头绪来。我们把吸收率 $\alpha = 1$ 的物体叫做绝对黑体(简称黑体);把反射率 $\rho = 1$ 的物体叫做银体(当为漫反射时称做绝对白体);把穿透率 $\tau = 1$ 的物体叫做绝对透明体(简称透明体)。

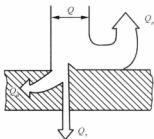


图 2.3 物体对热辐射的吸收、反射和穿透^[2]

2.2.1.3 黑体辐射的基本定律

绝对黑体的吸收率 $\alpha=1$, 这就意味着黑体能够吸收各种波长的辐射能。尽管在自然界并不存在绝对黑体, 但用人工的方法可以制造出十分接近于绝对黑体的模型。黑体的模型就要具备 $\alpha=1$ 这一基本特性。选用吸收率小于 1 的材料制造一个空腔, 并在空腔壁面上开一个小孔(图 2.6), 再设法使空腔壁面保持均匀的温度, 这时空腔上的小孔就具有黑体辐射的特性。这种带有小孔的温度均匀的空腔就是一个黑体模型。这是因为当辐射能经小孔射入空腔时, 在空腔内要经过多次吸收和反射, 而每经过一次吸收, 辐射能就按照内壁吸收率的份额被减弱一次, 最终能离开小孔的能量是微乎其微的, 可以认为完全被吸收在空腔内部。所以, 就辐射特性而言, 小孔具有同黑体表面一样的性质。需要指出, 小孔面积占空腔内壁总面积的份额越小, 小孔的吸收比就越高。若小孔面积占内壁面积小于 0.6%, 内壁吸收率为 0.6 时, 计算表明, 小孔的吸收率可大于 0.996。应用这种原理建立的黑体模型, 在黑体辐射的研究以及实际物体与黑体辐射性能的比较等方面都是非常有用的。要进一步指出, 在这样的等温空腔内部, 辐射是均匀而且各向同性的空腔内表面上的辐射就是同温度下的黑体辐射, 而无需考虑腔体壁面的自身辐射特性如何。



图 2.6 黑体模型^[2]

为了表示物体向外界发射辐射能的数量, 需要引入两个物理量: 辐射力 E 和单色辐射力 E_λ 。辐射力是指单位时间内物体的单位表面积向半球空间所有方向发射出去的全部波长的辐射能的总量, 它的常用单位是 W/m^2 。辐射力从总体上表征物体发射辐射能本领的大小。

在热辐射的整个波谱内, 不同波长发射出的辐射能是不同的。辐射力表征了物体发射辐射能本领的大小。此外, 若在 $\lambda + d\lambda$ 的波段内的辐射力为 ΔE , 则下式给出了单色辐射力 E_λ 的定义:

$$\lim_{\Delta\lambda \rightarrow 0} \frac{\Delta E}{\Delta\lambda} = \frac{dE}{d\lambda} = E_\lambda \quad (2.8)$$

所谓单色辐射力, 就是在单位表面积向半球空间所有方向发射的某一特定波长的能量。辐射力和单色辐射力之间存在如下关系:

$$E = \int_0^\infty E_\lambda d\lambda \quad (2.9)$$

为明确起见, 以后凡属于黑体的一切量, 都标以下角码“b”。例如黑体的辐射力和单色辐射力分别表示为 E_b 和 $E_{b\lambda}$ 。

黑体辐射具有 3 个基本规律——普朗克定律、斯蒂芬—波尔兹曼定律和兰贝特定律。

(1) 普朗克定律 普朗克定律揭示了黑体辐射能按照波长的分布规律, 或者说它给出了黑体单色辐射力 $E_{b\lambda}$ 与波长和温度的函数关系, 即 $E_{b\lambda} = f(\lambda, T)$ 。根据量子理论而得到的普朗克定律有如下数学表达式:

$$E_{b\lambda} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1} \quad (2.10)$$

式中 λ ——波长, m;

T ——黑体的绝对温度, K;

C_1 ——第一辐射常数, 其值为 $3.743 \times 10^{-16} \text{ W} \cdot \text{m}^2$;

C_2 ——第二辐射常数, 其值为 $1.4387 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{K}$ 。

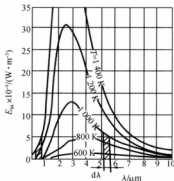


图 2.7 $E_{ba} = f(\lambda, T)$

普朗克定律说明黑体辐射波长由 0 连续升至 ∞ 的全部射线, 单色辐射力随波长变化而变化 ($\lambda = 0$ 和 $\lambda = \infty$ 时, $E_{ba} = 0$), 各波长的单色辐射力随热力学温度升高而增大, 并且向短波方向移动。

图 2.7 就是按普朗克定律描绘出来的不同温度下黑体的单色辐射力随波长的变化情况。由图可知, 单色辐射力随着波长的增加, 先是增大, 然后又减小。单色辐射力最大处的波长 λ 随温度不同而变化, 从图 2.7 上的单色辐射力分布曲线可以发现, 随着温度的增高, 曲线的峰值向左移动, 即移向较短的波长。对应于最大单色辐射力的波长 λ_m 和绝对温度 T 之间存在着如下的关系:

$$\lambda_m T = 2.8796 \times 10^{-3} \approx 2.9 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{K} \quad (2.11)$$

上式表达的波长 λ_m 与温度 T 成反比的规律称为维恩位移定律。

实际物体的单色辐射力按波长分布的规律与普朗克定律不同, 但定性上是一致的。在加热金属时可以观察到: 当金属温度低于 500°C 时, 由于实际上没有可见光辐射, 我们不能觉察到金属颜色的变化; 但随着温度的不断升高, 金属将相继显现暗红、鲜红、桔黄等颜色, 当温度超过 1300°C 时将出现所谓白热。金属在不同温度下所呈现的各种颜色, 说明随着温度的升高, 热辐射中可见光的比例不断增加。

(2) 斯蒂芬—波尔兹曼定律 在热辐射分析计算中, 确定黑体的辐射力是至关重要的。根据式 (2.9), 黑体辐射力可写成:

$$E_b = \int_0^\infty E_{ba} d\lambda \quad (2.12)$$

式 (2.12) 表明, 图 2.6 中每条能量分布曲线与横坐标间的面积, 就是该温度下黑体的辐射力 E_b 。把单色辐射力 E_{ba} 的计算式代入式 (2.12), 得:

$$E_b = \int_0^{\infty} \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1} d\lambda \quad (2.13)$$

对上式积分,则有:

$$E_b = \sigma T^4 \quad (2.14)$$

这就得到著名的斯蒂芬—波尔兹曼定律(又称四次方定律)。它说明黑体辐射力正比于其热力学温度的四次方。其中, σ 为斯蒂芬—波尔兹曼常数,其值为 $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ 。为了计算高温辐射的方便,通常把式(2.14)改写成如下形式:

$$E_b = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (2.15)$$

式中 C_0 ——黑体辐射系数,其值为 $5.67 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ 。

斯蒂芬—波尔兹曼定律不仅指出了只要黑体温度大于绝对零度就有辐射能力,而且也表明了在高温和低温两种情况下,辐射能力有显著的差别。

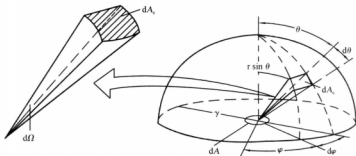


图 2.8 立体角示意图^[2]

(3) 兰贝特定律 前述定义的辐射力 E , 是指在单位时间内发射体单位表面积射向发射体所面对的半球空间的总能量, 但没有指明在半球空间不同方向上的能量分布。为了说明辐射能量在空间不同方向上的分布规律, 引入立体角的概念。因为不同方向上能量的比较, 只有在相同立体角的基础上才是有意义的。

立体角为一空间角度, 其量度与平面角的量度相类似。我们以立体角的角端为中心作一半径为 r 的半球, 将半球表面上被立体角所切割的面积 A_c 除以半径的平方 r^2 即得立体角的量度:

$$\Omega = \frac{A_c}{r^2} \quad (2.16)$$

立体角的单位是 sr (球面度)。如图 2.8, 若取整个半球的面积为 A_c , 则得立体角为 $2\pi \text{ sr}$; 若取微元面积 dA_c 为切割面积, 则得微元立体角:

$$d\Omega = \frac{dA_c}{r^2} \quad (2.17)$$

参照图 2.8 所示的几何关系, dA_c 可用球坐标中的纬度微元角 $d\theta$ 和经度微元角 $d\varphi$ 表

示为:

$$dA_e = r d\theta \cdot r \sin \theta d\varphi$$

将上式代入式(2.17)得

$$d\Omega = \sin \theta d\theta d\varphi \quad (2.18)$$

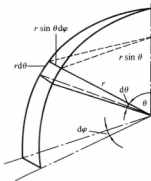


图 2.9 计算微元立体角几何关系^[2]

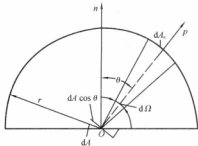


图 2.10 定向辐射强度定义图^[2]

任意微元表面在空间指定方向上发射出的辐射能量的强弱,首先必须在相同立体角的基础上做比较才有意义。但这还不够,因为在不同方向上所能看到的辐射面积是不一样的。如图 2.10 微元辐射面 dA 位于球心底面上,在任意方向 p 看到的辐射面积不是 dA ,而是 $dA \cos \theta$ 。所以,不同方向上辐射 1 能量的强弱,还要在相同的看得见的辐射面积的基础上才能作合理的比较。我们把单位时间、单位可见辐射面积、单位立体角内的辐射能量称为定向辐射强度,记为 L 。据此,与辐射面法向成 θ 角方向上的定向辐射强度 $L(\theta)$ (符号 $L(\theta)$ 表示 θ 的函数)为:

$$L(\theta) = \frac{d\varphi(\theta)}{dA \cos \theta d\Omega} \quad (2.19)$$

定向辐射强度的单位是 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{sr})$ 。黑体的定向辐射强度有什么规律性呢?理论上可以证明,黑体辐射的定向辐射强度与方向无关,也就是说,在半球空间的各个方向上的定向辐射强度相等:

$$L(\theta) = L = \text{常数} \quad (2.20)$$

定向辐射强度与方向无关的规律称为兰贝特定律。黑体辐射是符合兰贝特定律的。对于服从兰贝特定律的辐射,按式(2.19)、(2.20)有:

$$\frac{d\varphi(\theta)}{dA d\Omega} = L \cos \theta \quad (2.21)$$

式(2.21)表明,单位辐射面积发出的辐射能,落到空间不同方向单位立体角内的能量的数值不等,其值正比于该方向与辐射面法线方向夹角的余弦,所以兰贝特定律又称余弦定律。余弦定律表明,黑体的辐射能在空间不同方向的分布是不均的;法线方向最大,切线方向为零。

对于服从兰贝特定律的辐射,其定向辐射强度 L 和辐射力 E 之间,数值上存在着简单的倍数关系,将式(2.21)两端各乘以 $d\Omega$,然后在整个半球范围内($\Omega=2\pi$)积分,即得辐射力 E :

$$E = \int_{\Omega=2\pi} \frac{d\varphi(\theta)}{dA} = L \int_{\Omega=2\pi} \cos \theta d\Omega$$

将式(2.21)中的 $d\Omega$ 代入上式,则有

$$E = L \int_{\Omega=2\pi} \cos \theta \sin \theta d\theta d\varphi = L \int_{\varphi=0}^{\varphi=2\pi} d\varphi \int_{\theta=0}^{\theta=\frac{\pi}{2}} \sin \theta \cos \theta d\theta = L\pi \quad (2.22)$$

因此,遵守兰贝特定律的辐射,数值上其辐射力等于定向辐射强度的 π 倍。

现在,我们对黑体辐射的规律性做一个小结:黑体辐射的辐射力由斯蒂芬—波尔兹曼定律确定;辐射力正比例于热力学温度的四次方;黑体辐射能量按波长的分布服从普朗克定律,而按空间方向的分布服从兰贝特定律;黑体的单色辐射力有个峰值,与此峰值相对应的波长 λ_m 由维恩位移定律确定,即随着温度的升高, λ_m 向波长短的方向移动。

2.2.1.4 实际固体和液体的辐射

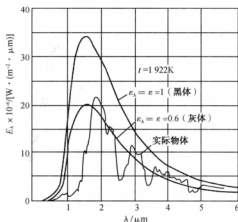


图 2.11 $E_{\lambda} = f(\lambda, T)^{[2]}$

实际物体的辐射不同于黑体。实际物体的单色辐射力往往随波长做不规则的变化,图 2.11 表示出了同温度下某实际物体和黑体的 $E_{\lambda} = f(\lambda, T)$ 的代表性曲线。图中曲线下的面积分别表示各自的辐射力。图中黑体和实际物体曲线的比较不仅说明了实际物体单色辐射力按波长分布的规律,而且表明了同温度下实际物体的辐射力总是小于黑体的辐射。我们把实际物体的辐射力与同温度下黑体辐射力的比值称为实际物体的发射率(习惯上称为黑度),可用 ϵ 表示:

$$\epsilon = \frac{E}{E_b} \quad (2.23)$$

此外,还把实际物体的单色辐射力 E_{λ} 与同温度下黑体的单色辐射力 $E_{b\lambda}$ 之

比定义为该物体的单色黑度,用 ϵ_{λ} 表示:

$$\epsilon_{\lambda} = \frac{E_{\lambda}}{E_{b\lambda}} \quad (2.24)$$

由于实际物体和黑体的辐射力可以写成:

$$E = \int_0^{\infty} E_{\lambda} d\lambda = \int_0^{\infty} \epsilon_{\lambda} E_{b\lambda} d\lambda, \quad E_b = \int_0^{\infty} E_{b\lambda} d\lambda$$

所以,物体的黑度和单色黑度存在如下的关系:

$$\varepsilon = \frac{E}{E_b} = \frac{\int_0^\infty \varepsilon_\lambda E_{b\lambda} d\lambda}{\sigma T^4} \quad (2.25)$$

值得指出,根据黑度的定义,四次方定律可以用于实际物体:

$$E = \varepsilon E_b = \varepsilon \sigma T^4 = \varepsilon C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (2.26)$$

实验结果表明,实际物体的辐射力并不严格地同热力学温度的四次方成正比,但要对不同物体采用不同方次的规律来计算,很不方便。因此,在工程计算中仍认为一切实际物体的辐射力都与热力学温度的四次方成正比,把由此引起的误差用物体的黑度来修正。由此,我们可以断定物体黑度必然与温度有关。各种物体的黑度数值都是通过实验方法确定的,这就使得因简化处理而带来的误差得到补偿。

实际物体辐射按空间方向的分布,亦不尽符合兰贝特定律。这就是说,实际物体的定向辐射强度在不同方向上有些变化。为了说明不同方向上定向辐射强度的变化,下面给出定向发射率(又称定向黑度)的定义:

$$\varepsilon(\theta) = \frac{L(\theta)}{L_b(\theta)} = \frac{L(\theta)}{L_b} \quad (2.27)$$

式中, $L(\theta)$ 为与辐射面法向成 θ 角的方向上的定向辐射强度,而 L_b 为同温度下黑体的定向辐射强度。图 2.12、图 2.13 给出了一些有代表性的金属导体和非导电材料在不同方向上的定向辐射发射率。对于服从兰贝特定律的辐射,定向发射率在极坐标图上应是个半圆。两图表明,金属导体和非导电材料定向发射率的特性不同。对于非导电材料,从辐射面法向 θ 为 $0^\circ \sim 60^\circ$, 定向发射率基本上不变;当 θ 超过 60° 以后, $\varepsilon(\theta)$ 的减小才是明显的,直至 $\theta = 90^\circ$ 时 $\varepsilon(\theta)$ 降为零。对于金属材料,从 $\theta = 0^\circ$ 开始,在一定角度范围内, $\varepsilon(\theta)$ 可认为是个常数,然后随角度 θ 的增加急剧地减小。在接近 $\theta = 90^\circ$ 的极小角度范围内, $\varepsilon(\theta)$ 又有减小。由于这种减小发生在极小角度内,如图 2.13 上并未表示出。

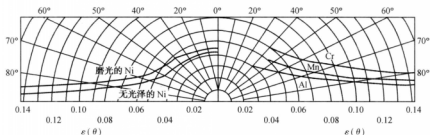


图 2.12 几种金属导体在不同方向上的定向发射率 ($t = 150^\circ\text{C}$)^[1-2]

尽管实际物体的定向发射率有上述变化,但并不显著地影响 $\varepsilon(\theta)$ 在半球空间的平均值 ε_0 。大量实验表明,物体的半球平均发射率 ε 与法向发射率 ε_0 的比值,对于高度磨光的金属表面约为 1.20,对其他具有光滑表面的物体约为 0.95,对表面粗糙的物体约为 0.98。因此往往不考虑 $\varepsilon(\theta)$ 的变化细节,而近似地认为大多数工程材料也服从兰贝特定律。服从兰贝特

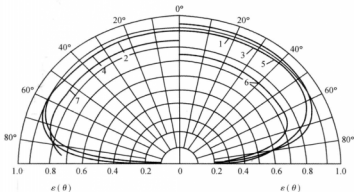


图 2.13 几种非导电体材料在不同方向上的定向发射率 ($t = 0 \sim 93.3\text{ }^{\circ}\text{C}$)^[1-2]

1—潮湿的冰;2—木材;3—玻璃;4—纸;5—黏土;6—氧化铜;7—氧化铝

定律的表面称为漫射表面。

物体表面的发射率取决于物质种类、表面温度和表面状况。这说明发射率只与发射辐射的物体本身有关,而不涉及外界条件。不同种类物质的发射率显然是各不相同的。例如,常温下白大理石的发射率为 0.95,而镀锌铁皮的发射率只有 0.23。同一物体的发射率又随温度而变化。例如,严重氧化的铝表面在 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的温度下,其发射率分别是 0.2 和 0.3。表面状况对发射率有很大影响。同一金属材料,高度磨光表面的发射率很小,而粗糙表面和受氧化作用后的表面发射率常常为磨光表面的数倍。例如,在常温下无光泽黄铜的发射率为 0.22,而磨光后黄铜的发射率却只有 0.05。要正确地描述物体的表面状况是有困难的,因此在选用金属表面发射率数值时应给表面状况给予足够的关注。大部分非金属材料的发射率值都很高,一般为 0.85 ~ 0.95,且与表面状况(包括颜色在内)的关系不大,在缺乏资料时,可近似地取作 0.90。

综上所述,实际物体的辐射特性在定性上与黑体相似,但定量上则比较复杂。对工程计算而言,最感兴趣的是反映向半球空间各个方向发出的包括各种波长的辐射总能量的发射率,光谱发射率及定向发射率仅在对表面辐射作精细计算时才用到。但无论是发射率、光谱发射率或定向发射率,它们仅取决于物体本身的温度及表面状态,与外界条件无关,即它们是物性参数。

2.2.1.5 实际物体的吸收比与基尔霍夫定律

单位时间内从外界辐射到物体单位面积上的能量称为该物体的投入辐射。物体对投入辐射所吸收的百分数称为该物体的吸收比。实际物体的吸收比 α 取决于两方面的因素:吸收物体的本身情况和投入辐射的特性。所谓物体的本身情况,系指物质的种类、表面温度和表面状况。由此可见,物体的吸收比比起发射率来更为复杂。

物体对某一特定波长的辐射能所吸收的百分数被定义为光谱吸收比,记为 $\alpha(\lambda)$ 。图 2.14、图 2.15 分别给出了金属导体和非导电体材料在室温下光谱吸收比随波长的变化。

有些材料,如图 2.14 中磨光的铝和磨光的铜,光谱吸收比随波长的变化不大。但另一些材料,如图 2.15 中的白瓷砖,在波长小于 $2\text{ }\mu\text{m}$ 时, $\alpha(\lambda)$ 小于 0.2, 波长大于 $5\text{ }\mu\text{m}$ 时, $\alpha(\lambda)$ 却高于 0.9, $\alpha(\lambda)$ 随波长的变化很大。

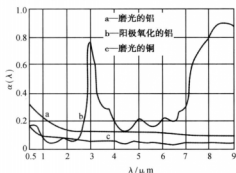


图 2.14 金属导电体的光谱吸收比同波长的关系^[2]

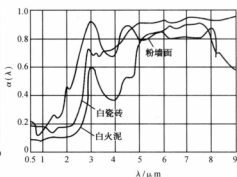


图 2.15 非导电材料光谱吸收比同波长的关系^[2]

物体的光谱吸收比随波长而变的这种特性表明物体的吸收具有选择性。在工农业生产中常常利用这种选择性的吸收来达到一定的目的。植物与蔬菜栽培过程中使用的暖房就利用了玻璃对辐射能吸收的选择性。当太阳光照射到玻璃上时,由于玻璃对波长小于 $2.2\text{ }\mu\text{m}$ 的辐射能的吸收比很小,从而使大部分太阳能可以进入到暖房。但暖房中的物体由于温度较低,其辐射能绝大部分位于波长大于 $3\text{ }\mu\text{m}$ 的红外范围内。而玻璃对于波长大于 $3\text{ }\mu\text{m}$ 的辐射能的吸收比很大,从而阻止了辐射能向暖房外的散失。焊接工人在焊工件时要戴上一副黑色的眼镜,就是为了使对人体有害的紫外线能被特种玻璃所吸收。特别值得指出,世上万物呈现不同的颜色的主要原因也在于选择性的吸收与辐射。当阳光照射到一个物体表面上时,如果该物体几乎全部吸收各种可见光,它就呈黑色;如果几乎全部反射可见光,它就呈白色;如果几乎均匀地吸收各色可见光并均匀地反射各色可见光,它就呈灰色;如果只反射了一种波长的可见光而几乎全部吸收了其他可见光,则它就呈现被反射的这种辐射线的颜色。

但是,实际物体的光谱吸收比对投入辐射的波长有选择性这一事实却给辐射换热的工程计算带来很大的困难。因为,物体的吸收比除与本身表面的性质和温度(T_1)有关外,还与投入辐射按波长的能量分布有关,投入辐射按波长的能量分布又取决于发出投入辐射的物体的性质和温度(T_2)。因此,物体的吸收比要根据吸收和发出投入辐射两方的性质和温度来确定。设下标 1、2 分别代表所研究的物体及产生投入辐射的物体,则物体 1 的吸收比可写出如下定义式:

$$\alpha_1 = \frac{\int_0^\infty \alpha(\lambda, T_1) \varepsilon(\lambda, T_2) E_{b\lambda} d\lambda}{\int_0^\infty \varepsilon(\lambda, T_2) E_{b\lambda} d\lambda} \quad (2.28)$$

$$= f(T_1, T_2, \text{表面 1 的性质, 表面 2 的性质})$$

如果投入辐射来自黑体,则物体的吸收比可以表示成:

$$\alpha = \frac{\int_0^{\infty} \alpha(\lambda, T_1) E_{\text{ba}}(T_2) d\lambda}{\int_0^{\infty} E_{\text{ba}}(T_2) d\lambda} \quad (2.29)$$

对一定的物体,其对黑体辐射的吸收比是温度 T_1 、 T_2 的函数。若物体的单色吸收比 $\alpha(\lambda, T_1)$ 和温度 T_2 已知,则可按式(2.29)计算出物体的吸收比。其中的积分可用数值法或图解法确定。

物体的吸收比与投入辐射有关的这一特性给工程辐射换热的计算带来很大的不便,回顾其起因全在于光谱吸收比对不同波长的辐射具有选择性。如果物体的光谱吸收比与波长无关,即 $\alpha(\lambda) = \text{常数}$,则不管投入辐射的分布如何,吸收比 α 也是一个常数。换句话说,这时物体的吸收比只取决于本身的情况而与外界情况无关。在热辐射的分析中,把光谱吸收比与波长无关的物体称为灰体。对于灰体:

$$\alpha = \alpha(\lambda) = \text{常数} \quad (2.30)$$

像黑体一样,灰体也是一种理想物体。工业上通常遇到的热辐射,其主要波长区段位于红外线范围内(绝大部分能量位于 $0.76 \sim 10 \mu\text{m}$),在此范围内,把大多数工程材料当作灰体处理引起的误差是容许的,而这种简化处理给辐射换热分析带来很大的方便。非灰体辐射的分析要复杂得多。

基尔霍夫定律揭示了实际物体的辐射力 E 与吸收比 α 之间的联系。这个定律可以从研究两个方面的辐射换热得出。假定图 2.16 所示的两块平行平板相距很近,于是从一块板发出的辐射能全部落到另一块板上,若板 1 为黑体表面,其辐射力、吸收比和表面温度分别为 E 、 $\alpha (=1)$ 和 T_1 。板 2 为任意物体的表面,其辐射力、吸收比和表面温度分别为 E 、 α 和 T_2 。现在,我们来考察板 2 的能量收支差额。板 2 自身单位面积在单位时间内发射出的能量为 E ,这份能量投射在黑体表面 1 上时被全部吸收。同时,黑体表面 1 辐射出的能量为 E_b 。这份能量落到板 2 上时,只被吸收 αE_b ,其余部分 $(1-\alpha)E_b$ 被反射回板 1,并被黑体表面 1 全部吸收。板 2 支出和收入的差额即为两板间辐射换热的热流密度 q :

$$q = E - \alpha E_b \quad (2.31)$$

当体系处于热平衡($T_1 = T_2$)的状态, $q = 0$,于是上式变为: $\frac{E}{\alpha} = E_b$

把这种关系推广到任意物体时,可写出如下的关系式:

$$\frac{E_1}{\alpha_1} = \frac{E_2}{\alpha_2} = \dots = \frac{E}{\alpha} = E_b \quad (2.32)$$

上式可改写成:

$$\alpha = \frac{E}{E_b} = \varepsilon \quad (2.33)$$

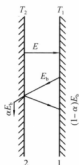


图 2.16 平行平板间的辐射换热^[2]

式(2.32)、式(2.33)就是基尔霍夫定律的两种数学表达式。式(2.32)可以表述为:在热平衡条件下,任何物体的辐射和它对来自黑体辐射的吸收比的比值恒等于同温度下黑体的辐射力。式(2.33)则可简述为:热平衡时,任意物体对黑体投入辐射的吸收比等于同温度下该物体的发射率。

基尔霍夫定律告诉我们,物体的吸收比等于发射率。但是,这一结论是在“物体与黑体投入辐射处于热平衡”这样严格的条件下才成立的。进行工程辐射换热计算时,投入辐射既非黑体辐射,更不会处于热平衡。那么在什么前提下这两个条件可以去掉呢?让我们来研究漫射的灰体的情形。首先,按灰体的定义其吸收比与波长无关,在一定温度下是一个常数;其次物体的发射率是物性参数,与环境条件无关。假设在某一温度 T 下,一灰体与黑体处于热平衡,按基尔霍夫定律 $\alpha(T) = \varepsilon(T)$ 。然后,考虑改变该灰体的环境,使其所受到的辐射不是来自同温下的黑体辐射,但保持其自身温度不变,此时考虑到发射率及灰体吸收比的上述性质,显然仍应有 $\alpha(T) = \varepsilon(T)$ 。所以,对于漫射的灰体表面一定有 $\alpha = \varepsilon$ 。这就是说,对于灰体,不论投入辐射是否来自黑体,也不论是否处于热平衡条件,其吸收比恒等于同温度下的发射率。这个结论对辐射换热条件下吸收比的确定带来实质性的简化,其重要性是不容低估的。

关于基尔霍夫定律及灰体的假设还要作以下几点说明:

(1) 基尔霍夫定律和几种不同层次上的表达式,其适用条件不同,如表 2.1 所示。对大多数工程计算,主要应用“全波段、半球”这一层次上的表达式。

表 2.1 基尔霍夫定律的不同表达式^[2]

层 次	数学表达式	成立条件
光谱、定向	$\varepsilon(\lambda, \varphi, \theta, T) = \alpha(\lambda, \varphi, \theta, T)$	无条件, θ 为纬度角
光谱、半球	$\varepsilon(\lambda, T) = \alpha(\lambda, T)$	漫射表面
全波段、半球	$\varepsilon(T) = \alpha(T)$	与黑体辐射处于热平衡或对漫射表面

(2) 既然实际物体或多或少都对辐射能的吸收具有选择性,为什么工程计算又可假定灰体呢? 对工程计算而言,只要在所研究的波长范围内光谱吸收比基本上与波长无关,则灰体的假定即可成立,而不必要求在全波段范围内 $\alpha(\lambda)$ 为常数。在工程常见的温度范围($\leq 2000\text{ K}$)内,许多工程材料都具有这一特点。

(3) 由于在大多数情况下物体可作为灰体,则由基尔霍夫定律可知,物体的辐射力越大,其吸收能力也越大。换句话说,善于辐射的物体必善于吸收,反之亦然。所以,同温度下黑体的辐射力最大。

(4) 当研究物体表面对太阳能的吸收时,一般不能把物体作为灰体,即不能把物体在常温下的发射率作为对太阳能的吸收比。因为太阳辐射中可见光占了近一半,而大多数物体对可见光波的吸收表现出强烈的选择性。例如各种颜色(包括白色)的油漆,常温下的发射率均高达 0.9。但在可见光范围内,白漆的吸收比仅 0.1~0.2,而黑漆仍在 0.9 以上。在夏天,人们喜欢穿白色或浅色衣服的理由也在于此。在太阳能集热器的研究中要求集热器的涂层具有

高的对太阳辐射的吸收比,而又希望减少涂层本身的发射率以减少散热损失,目前已开发出的涂层材料的吸收比与发射率之比可高达 8~10。

2.2.2 辐射换热计算

2.2.2.1 角系数

两个表面之间的辐射换热量与两个表面之间的相对位置有很大关系,图 2.17 给出了两个等温表面间的两种极端布置情况。图 2.17(a)中两表面无限接近,相互间的换热量最大;图 2.17(b)中两表面位于同一平面上,相互间的辐射换热量为零。由图 2.17 可以看出,两个表面间的相对位置不同时,一个表面发出而落到另一个表面上的辐射能的百分数随之而异,从而影响到换热量。我们把表面 1 发出的辐射能中落到表面 2 上的百分数称为表面 1 对表面 2 的角系数,记为 $X_{1,2}$ 。同理也可以定义表面 2 对表面 1 的角系数。

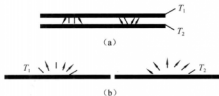


图 2.17 表面相对位置的影响^[2]

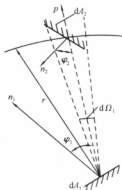


图 2.18 两微元表面间的辐射^[2]

给出角系数的定义后,对于辐射换热计算将带来很大的便利。在讨论角系数时,我们假定:所研究的表面是漫射的;在所研究表面的不同地点上向外发射的辐射热流密度是均匀的。在这两个假定下,物体的表面温度及发射率的改变只影响到该物体向外发射的辐射能大小而不影响在空间的相对分布,因而不影响辐射能落到其他表面上的百分数。于是,角系数是一个几何因子,与两个表面的温度及发射率没有关系,从而给其计算带来很大的方便。实际工程问题虽然不一定满足这些假定,但由此造成的偏差一般均在工程计算允许的范围之内,因此这种处理方法工程中广为采用。

角系数有以下一些性质:

(1) 角系数的相对性 如图 2.18,一个微元面 dA_1 到另一个微元表面 dA_2 的角系数,记为 $X_{d1,d2}$,下标 $d1, d2$ 分别代表 dA_1, dA_2 ,按定义:

$$\begin{aligned} X_{d1,d2} &= \frac{\text{落到 } dA_2 \text{ 上由 } dA_1 \text{ 发出的辐射能}}{dA_1 \text{ 向外发出的总辐射能}} \\ &= \frac{E_{b1} \cos \varphi_1 dA_1 d\Omega_1}{E_{b1} dA_1} = \frac{dA_2 \cos \varphi_2 \cos \varphi_1}{\pi r^2} \end{aligned} \quad (2.34)$$

类似的有:

$$X_{d2,d1} = \frac{dA_1 \cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{\pi r^2} \quad (2.35)$$

由此可见:

$$dA_1 X_{d1,d2} = dA_2 X_{d2,d1} \quad (2.36)$$

这是两微元表面间角系数相对性的表达式,它表明 $X_{d1,d2}$ 和 $X_{d2,d1}$ 不是独立的,它们受式(2.36)的制约。

两个有限大小表面 A_1 、 A_2 之间角系数的相对性可以通过分析图 2.19 所示两黑体表面间的辐射换热而获得。两个表面间的换热量记为 $\phi_{1,2}$,则有

$$\phi_{1,2} = A_1 E_{b1} X_{1,2} - A_2 E_{b2} X_{2,1} \quad (2.37)$$

当 $T_1 = T_2$ 时,净辐射换热热量为零,则有:

$$A_1 X_{1,2} = A_2 X_{2,1} \quad (2.38)$$

这是两有限大小表面间角系数的相对性表达式。

(2)角系数的完整性 对于由几个表面组成的封闭系统(如图 2.20),据能量守恒原理,从任何一个表面发射出的辐射能必全部落到封闭系统的各表面上。因此,任何一个表面对封闭腔各表面的角系数之间存在下列关系(以表面 1 为例):

$$X_{1,1} + X_{1,2} + X_{1,3} + \cdots + X_{1,n} = \sum_{i=1}^n X_{1,i} = 1 \quad (2.39)$$



图 2.19 两非凹黑表面的辐射换热^[2]

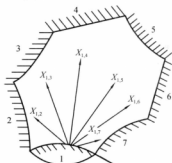


图 2.20 角系数的完整性^[2]

式(2.39)表达的关系称为角系数的完整性。表面 1 为凸表面时, $X_{1,1} = 0$ 。若表面 1 为图中虚线所示的凹表面,则表面 1 对自己本身的角系数 $X_{1,1}$ 不是零。

(3)角系数的可加性 考虑如图 2.21 所示的表面 1 对表面 2 的角系数。由于从表面 1 上发出而落到表面 2 上的总能量,等于落到表面 2 上各部分的辐射能之和,于是有

$$A_1 E_{b1} X_{1,2} = A_1 E_{b1} X_{1,2a} + A_1 E_{b1} X_{1,2b}$$

故有: $X_{1,2} = X_{1,2a} + X_{1,2b}$

如把表面 2 进一步分成若干小块,则仍有:

$$X_{1,2} = \sum_{i=1}^n X_{1,2i} \quad (2.40)$$

注意,利用角系数可加性时,只有对角系数符号中第二个角码是可加的,对角系数符号中的第一个角码则不存在类似于式(2.40)这样的关系。由于从表面2发出落到表面1上的总辐射能,等于从表面2的各个组成部分发出而落到表面1上的辐射能之和,对图2.21所示情况可写出:

$$A_2 E_{12} X_{2,1} = A_{2a} E_{12} X_{2a,1} + A_{2b} E_{12} X_{2b,1}$$

所以

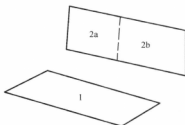
$$A_2 X_{2,1} = A_{2a} X_{2a,1} + A_{2b} X_{2b,1} \quad (2.41)$$

或

$$X_{2,1} = X_{2a,1} \left(\frac{A_{2a}}{A_2} \right) + X_{2b,1} \left(\frac{A_{2b}}{A_2} \right) \quad (2.42)$$

角系数的上述特性可以用来求解许多情况下两表面系数之值。

图 2.21 角系数的可加性^[2]



2.2.2.2 被透热介质隔开的两固体表面之间的辐射换热

(1) 黑体表面间的辐射换热 如图2.22所示,黑体表面1、2在垂直于纸面方向上为无限长(以下简称为二维系统),则表面1、2间的净辐射换热量为:

$$\begin{aligned} \phi_{1,2} &= A_1 E_{b1} X_{1,2} - A_2 E_{b2} X_{2,1} \\ &= A_1 X_{1,2} (E_{b1} - E_{b2}) \\ &= A_2 (E_{b1} - E_{b2}) X_{2,1} \end{aligned} \quad (2.43)$$

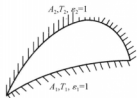


图 2.22 黑体系统的辐射换热^[2]

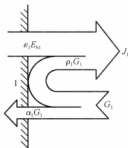


图 2.23 有效辐射示意图^[2]

由式(2.43)可见,黑体系统辐射换热热量计算的关键在于求得角系数。

(2) 灰体系统的辐射换热

① 有效辐射:

对灰体系统的辐射换热情况要复杂得多,这是因为:灰体表面的吸收比小于1,投入到灰体表面上的辐射能的吸收不是一次完成的,要经过多次反射;由一个灰体表面向外发射出去的辐射能除了其自身的辐射力(以后简称为自身辐射)外还包括了被反射的辐射能在内。这

就给辐射换热的计算增加了不少复杂性。为避免在计算辐射换热时出现多次吸收及反射的复杂性,引入有效辐射的概念。

我们定义单位时间内投射到表面的单位面积上的总辐射能为投入辐射,记为 G ;再定义单位时间内离开表面的单位面积的总辐射能为该表面的有效辐射,记为 J 。有效辐射 J 不仅包括表面的自身辐射 E ,而且还包括投入辐射 G 被表面反射的部分 ρG 。这里 ρ 为表面的反射比,可表示成 $1 - \alpha_1$ 。考察表面温度均匀、表面辐射特性为常数的表面 1 (如图 2.23)。根据有效辐射的定义,表面 1 的有效辐射 J_1 有如下的表达式:

$$J_1 = E_1 + \rho_1 G_1 = \varepsilon_1 E_{b1} + (1 - \alpha_1) G_1$$

在表面外能感受到的表面辐射就是有效辐射,它也是用辐射探测仪能测量到的单位表面积上的辐射功率。

从表面 1 外部来观察,其能量收支差额应等于有效辐射 J_1 与投入辐射 G_1 之差,即 $q = J_1 - G_1$

从表面 1 内部观察,该表面与外界的辐射换热量为: $q = E_1 - \alpha_1 G_1$

所以,有效辐射 J 与表面净辐射换热热量 q 之间的关系为:

$$J = \frac{E}{\alpha} - \frac{1 - \alpha}{\alpha} q = E_b - \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) q \quad (2.44)$$

应注意式(2.44)中的各个量均是对同一表面而言的,而且以向外界的净放热量为正值。

②灰体系统的辐射换热:

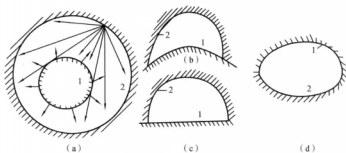


图 2.24 两个物体组成的辐射系统^[2]

如图 2.24 是由两个等温的漫灰表面组成的二维封闭系统的 4 种情形,其中图(b)、(c)、(d)所代表的系统在垂直于纸面方向无限长(二维系统),图(a)所示情形既可代表二维的(A_1 、 A_2 为圆柱面),也可以是三维的(A_1 、 A_2 为球面)。无论对于哪种情形,我们都可以写出表面 1、2 间的辐射换热量为:

$$\phi_{1,2} = A_1 J_1 X_{1,2} - A_2 J_2 X_{2,1}$$

由式(2.44),有

$$\begin{aligned} J_1 A_1 &= A_1 E_{b1} - \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right) \phi_{1,2} \\ J_2 A_2 &= A_2 E_{b2} - \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \phi_{2,1} \end{aligned} \quad (2.45)$$

由能量守恒定律有: $\phi_{1,2} = -\phi_{2,1}$

所以

$$\phi_{1,2} = \frac{E_{bl} - E_{b2}}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 X_{1,2}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}} \quad (2.46)$$

若用 A_1 作为计算面积, 上式可写为:

$$\phi_{1,2} = \frac{A_1 (E_{bl} - E_{b2})}{\left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right) + \frac{1}{X_{1,2}} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)} = \varepsilon_s A_1 X_{1,2} (E_{bl} - E_{b2}) \quad (2.47)$$

式中

$$\varepsilon_s = \frac{1}{1 + X_{1,2} \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right) + X_{1,2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)}$$

与黑体系统的辐射换热式(2.43)相比, 灰体系统的计算式(2.47)多了一个修正因子 ε_s 。 ε_s 的值小于 1, 它是考虑由于灰体系统发射率之值小于 1 引起的多次吸收与反射对换热热量影响的因子, 称为系统发射率(常称系统黑度)。

对于下列三种情形, 式(2.46)可以进一步简化。

1) 表面 1 为平面或凸表面, 见图 2.23(a、b、c), 此时 $X_{1,2} = 1$, 式(2.46)简化为:

$$\phi_{1,2} = \frac{A_1 (E_{bl} - E_{b2})}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)} = \varepsilon_s A_1 \times 5.67 \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] \quad (2.48)$$

其中系统发射率为

$$\varepsilon_s = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)}$$

2) 表面积 A_1 和 A_2 相差很小, 即 $\frac{A_1}{A_2} \rightarrow 1$ 的辐射换热系统是个重要的特例。例如无限大平行平板间的辐射换热就属于此种特例。这时, 辐射换热量 $\phi_{1,2}$ 按下式计算:

$$\phi_{1,2} = \frac{A_1 (E_{bl} - E_{b2})}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \frac{A_1 \times 5.67 \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right]}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (2.49)$$

3) 表面积 A_2 比 A_1 大得多, 即 $\frac{A_1}{A_2} \rightarrow 0$, 且表面 1 为非凹表面的辐射换热系统是又一个重要的特例。大房间内的小物体(如高温管道等)的辐射散热, 以及气体容器内(或管道内)热电偶测温的辐射误差等实际问题的计算都属于这种情况。这时, 简化为:

$$\phi_{1,2} = \varepsilon_1 A_1 (E_{bl} - E_{b2}) = \varepsilon_1 A_1 \times 5.67 \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] \quad (2.50)$$

2.2.3 人体与环境的辐射换热计算

人体的表面具有一定的温度, 人所处环境的壁面也具有一定的温度, 只要两者温度不相

等,人体与环境就会发生辐射热交换。一般情况下,人体表面温度较高,发生的是辐射散热。在外界温度较低和机体处于安静状态时,辐射散热量可占总散热量的60%左右。如果人处在高温壁面前(如辐射采暖板等),则获得辐射热。人体的表面温度大约为300 K,辐射能波长为4.3~41 μm ,峰值约为9.5 μm ,属长波范围。人体与环境的辐射换热也遵循辐射的基本原理和计算公式。

人体与环境壁面的辐射换热也遵循斯蒂芬-波尔兹曼定律,并且可以得到:

$$R = A_{\text{eff}} \varepsilon \sigma (T_{\text{cl}}^4 - T_{\text{am}}^4) / A_D \quad (2.51)$$

式中 A_{eff} ——着装人体的有效辐射面积, m^2 ;

ε ——着装人体外表平均黑度,亦称辐射系数;

T_{cl} ——着装人体外表平均温度, K;

T_{am} ——环境的平均辐射温度, K。

从式(2.51)可以看出平均辐射温度、着装人体的有效辐射面积以及人体外表平均温度的确定是计算人体与环境壁面辐射换热量的基础。

2.2.3.1 平均辐射温度(mean radiant temperature)

平均辐射温度是一个描述环境特性的参数,与人在室内所处的位置、着装及姿态有关。平均辐射温度是假想的黑色包围体中具有均匀表面温度,人在该包围体中的辐射换热量与在实际非均匀空间的换热量相同,那么该黑体表面的温度就是真实环境的平均辐射温度。

2.2.3.2 人体有效辐射面积的确定

由于人体的外形相当复杂,给辐射换热的计算带来了困难。例如,人体并非完全的凸面体,有许多凹进部分,因此人体表面之间也会发生相互辐射。人体的有些表面在实际姿态下是相互遮盖的。与环境辐射的表面不是人体真实的外表面积,有效辐射面积 A_{eff} 就是为了反映这一情况。有效辐射面积可以这样定义:

$$A_{\text{eff}} = f_{\text{eff}} \cdot f_{\text{cl}} \cdot A_D \quad (2.52)$$

式中 f_{eff} ——有效辐射面积系数,即着装人体的有效辐射面积与总外表面积之比, %, f_{eff} 是由实验测定的;

f_{cl} ——服装面积系数,即着装人体的表面积与裸体人体表面积之比, %。

实验结果表明, f_{eff} 与人的性别、体重、身高、体型关系不大,对于坐姿的人 f_{eff} 约为0.696,对于站姿的人 f_{eff} 约为0.725。如果用于粗略的计算,无论是坐姿还是站姿,可取其平均值 $f_{\text{eff}} = 0.71$ 。服装面积系数 f_{cl} 也是由实验确定的。表2.2列举了部分服装的有关资料。由于在世界各地、民族习惯、气候条件、生活水平等原因造成服装式样千变万化,很难获得关于 f_{cl} 的详尽资料。

表 2.2 某些服装的热阻值 I_{cl} 及服装面积系数 f_{cl} [3]

服装种类及组合形式	$I_{cl}(\text{clo})^*$	f_a
开领短袖衬衫,薄西长裤	0.5	1.1
轻型工作服: 短裤,袜,工作衣裤(上衣下摆)	0.6	1.1
美军男式勤杂服: 内衣裤,长袖上衣及长裤,袜子及军鞋	0.7	1.1
战斗服: 内衣裤,长袖上衣及长裤,袜子军鞋,但外衣裤带有内衬	0.8	1.1
普通职员套装: 普通职员套装再加外套大衣	1.0	1.15
轻型室外活动服: T恤,短裤,衬衫,长裤,羊夹克,袜,鞋	1.5	1.15
厚型传统西服套装: 长内衣裤,衬衫,毛裤,皮鞋,西装	0.9	1.15
美军冬季标准军服: 毛内衣,长裤,带衬里的毛或法兰绒土装,防水裤,带衬里的野战大衣,毛袜,军鞋	1.5	1.15~1.2
极地羽绒服	1.5~2.0 3.0~4.0	1.3~1.4 1.3~1.5

* clo: 热绝缘系数单位, $1 \text{ clo} = 0.155 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$

2.2.3.3 人体皮肤的辐射系数

人体皮肤的辐射系数 ε 约为 1.0,而大多数服装的 ε 约为 0.95,所以在一般的辐射换热计算中 ε 可取皮肤与服装的辐射系数的平均值 0.97。对于低温辐射,服装的颜色并不影响它的 ε 值,如果人是处于太阳辐射或高温辐射源的辐照下,辐射热交换量仍可用式(2.51)计算,但式中的 T_{sk} 及 ε 值都必须仔细、严格地按有关方法计算,因为短波辐射与颜色有较大的关系。对于一般的低温辐射,将上述 A_{eff} 、 ε 的平均值以及 σ 值代入式(2.51)后,得

$$R = 3.98 \times 10^{-8} f_{cl} (T_{cl}^4 - T_{\text{sk}}^4) \quad (2.53)$$

上式可用于实际计算。在一般情况下,人体与环境辐射换热所处的温度范围比较小。为了简化运算,也可以用线性温差来代替 4 次方温差,即

$$R = f_{cl} f_{\text{eff}} h_r (T_{cl} - T_{\text{sk}}) \quad (2.54)$$

式中 h_r ——线性辐射换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

$$h_r = 4\sigma \left(\frac{T_{cl} + T_{\text{sk}}}{2} \right)^3 \quad (2.55)$$

h_r 是温度的函数。在常温下, h_r 约为 $5.7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,或近似表达为

$$h_r = 4.6(1 + 0.01 t_{\text{sk}}) \quad (2.56)$$

上式中平均辐射温度的单位是 $^\circ\text{C}$ 。

我们分别用式(2.53)及式(2.54)来计算当 $t_{cl} = 28^\circ\text{C}$ 时的辐射散热量 R 并进行比较。

计算结果见表 2.3。

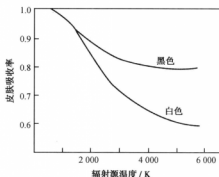
表 2.3 辐射散热量计算比较表^[3]单位: W/m^2

t_{env} 方 法	5 °C	10 °C	15 °C	20 °C	25 °C	30 °C
式(2.53)	87.19	69.98	51.82	32.70	12.57	8.59
式(2.54)	83.16	62.73	47.36	30.41	11.88	8.24

从计算结果看,用线性温差计算的结果略小于用 4 次方温差计算的结果,对于实际工程来说这个误差并不大。

以上方法仅适用于人处于普通低温辐射环境中的辐射换热计算。如果人处于高温辐射源照射下(如太阳辐射及高温红外线辐射加热器等),辐射热交换的计算将有所不同,其影响因素主要有以下几点。

首先, ε 并不是一个定值,而是随辐射波长及辐射表面特性变化而变化。通常,物体表面对于太阳辐射的反应特性是深颜色的主要是吸收,浅颜色的主要是反射。白色皮肤大约吸收 60% 的入射能量,黑体皮肤大约吸收 80% 的辐射能。随着辐射温度的降低,皮肤的吸收率上升,直到低温辐射时接近于 100%。皮肤吸收率的这一特性可从图 2.25 及表 2.4 中看出。

图 2.25 皮肤吸收率与辐射源温度的关系^[3]表 2.4 推荐采用的人体吸收率^[3]

	辐射源温度/K		
	电炉 1 100 W	白炽灯 2 200 W	太阳 6 000 W
中等颜色的服装	0.9	0.8	0.7
裸体(白人)	0.95	0.65	0.4
裸体(黑人)	0.95	0.9	0.8

要确定不同织物及不同颜色的服装对于高温辐射的吸收率的规律是非常困难的。看来

颜色相同的织物对太阳辐射也可能有不同的吸收率,因此,如果要获得某种织物精确的吸收率,必须加以测定。其次,高温辐射往往是定向的。辐射可以从某一方向投射到人体,因此在计算时,式(2.52)中所用的人体有效辐射面积在此不适用了,而要采用人体投影面积 A_p ,即人体在高温辐射入射方向的垂直平面上的投影,可用下式表示:

$$A_p = f_p f_{\alpha} f_{\beta} A_D \quad (2.57)$$

式中 f_p ——投影面积系数,这是一个与辐射方向及人体姿态的函数。

投影面积系数可采用理论推导的方法,也可采用实测的方法获得。最后还要提到的是在高温热源定向辐射的情况下,环境的平均辐射温度 T_{m} 的求解方法与低温辐射也不一样。

2.3 人体与环境的对流换热

2.3.1 对流换热的基本原理

2.3.1.1 对流换热基础

对流换热是流体与另一物体表面相接触时,两者间的换热过程。它是流体的对流与导热联合作用的结果。对流换热的计算采用牛顿冷却公式:

$$q = h \Delta t \quad (2.58)$$

或

$$Q = hA \Delta t \quad (2.59)$$

换热系数 h 与换热过程中的许多因素有关,因而牛顿冷却公式只能看作是换热系数的一个定义式,它并没有揭示影响换热系数的诸因素与换热系数的内在联系。

影响对流换热的因素及影响流体中热量传递的因素,归纳起来可以分为以下 5 个方面。

(1) 流体流动的起因 由于流动起因的不同,对流换热可以分为强制对流换热与自然对流换热两大类。前者是由于泵、风机或其他外部动力源的压差所造成的;而后者通常是由于流体内部的密度差所引起。两种流动的成因不同,流体中的速度场也有差别,所以换热规律不一样。

(2) 流体有无相变 在流体没有相变时,对流换热中的热量交换是由于流体显热的变化而实现的;而在有相变的换热过程中(如沸腾或凝结),流体相变热(潜热)的释放或吸收常常起主要作用,因而换热规律与无相变时不同。

(3) 流体的流动状态 流体力学的研究已经表明,黏性流体存在着两种不同的流态——层流及湍流。层流时流体微团沿着主流方向作有规则的分层流动;而湍流时流体各部分之间发生剧烈的混合,因而在其他条件相同时,湍流换热的强度自然要较层流强烈。

(4) 换热表面的几何因素 这里的几何因素指的是换热表面的形状、大小、换热表面与流体运动方向的相对位置以及换热表面的状态(光滑或粗糙)。例如,图 2.26(a)所示的管内强制对流流动与流体横掠圆管的强制对流流动是截然不同的。前一种是管内流动,属于所谓内部流动的范围;后一种是外掠物体流动,属于所谓外部流动的范围。这两种不同流动条件下的换热规律必然是不相同的。在自然对流领域里,不仅几何形状对流动有影响,几何布置对

流动亦有决定性影响。例如图 2.26(b) 所示的水平壁, 热面朝上散热的流动与热面向下散热的流动就截然不同, 它们的换热规律也是不一样的。

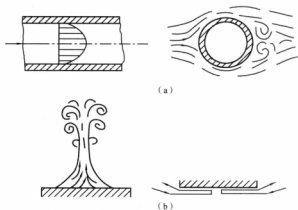


图 2.26 几何因素的影响^[3]

(5) 流体的物理性质 流体的热物理性质对于对流换热有很大的影响。以无相变的强制对流换热为例, 流体的密度 ρ 、动力黏度 ν 、导热系数 λ 以及定压比热容 c_p 等都会影响流体中速度的分布及热量的传递, 因而影响对流换热。

由上述讨论可见, 影响对流换热的因素很多, 由于流动动力的不同、流动状态的区别、流体有否相变及换热表面几何形状的差别构成了多种类型的对流换热现象, 所以表征对流换热强弱的表面传热系数取决于多种因素的复杂函数。以单相强制对流换热为例, 在把高速流动排除在外时, 表面传热系数可表示为

$$h = f(u, l, \rho, \nu, \lambda, c_p) \quad (2.60)$$

式中 l ——换热表面的一个特征长度。

表面传热系数的大小反映对流换热过程的强弱, 计算对流换热过程的基本问题就归结为确定表面传热系数。表 2.5 列出表面传热系数的一般数值范围。

表 2.5 表面传热系数的一般范围^[4]

单位: $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

对流换热过程	h	对流换热过程	h
空气自然对流	5 ~ 25	水沸腾	2 500 ~ 25 000
空气受迫对流	10 ~ 500	水蒸气凝结	5 000 ~ 100 000
水受迫对流	100 ~ 15 000		

2.3.1.2 表面传热系数

表面传热系数一般依靠实验方法确定。流体的导热作用对于对流换热过程有很大的影响。流体流动时与壁面发生摩擦, 摩擦力使流体运动受阻。越靠近壁面的流体流动速度降低

越多,紧贴壁面的流动几乎停滞。在摩擦的阻滞作用显著影响范围内,壁面附近形成一层很薄的流动边界层。流体流动速度越大,流体对壁面的冲刷作用越强,流动边界层越薄。薄薄的流动边界层之所以令人关注是因为形成与它相关的换热边界层(也称温度边界层)。不论是壁加热流体还是流体加热壁,热流都必须通过换热边界层进行导热传递。在离开换热边界层进入主流区之后,流体对流混合作用增强。边界层的导热热阻构成对流换热热阻的主要部分,换热温差的大部分作用在薄薄的边界层。

流体的运动状况决定边界层的厚薄,而流体运动状况受流体惯性力、浮升力和黏滞力的支配。理论分析得到,可以用一些无因次的准则数和准则方程来反映各种力对流体运动状况和换热状况的支配作用,从而可以确定表面传热系数。常用的一些准则如下:

雷诺准则 $Re = \frac{wl}{\nu}$, 反映作用于流体的惯性力和黏滞力的相对大小,惯性力来自于驱使流体运动的外力作用(风机、水泵等的作用)。 Re 数大反映惯性力作用强。惯性力起支配作用反映流体运动处于紊流(湍流)状态,流体的对流混合作用强;黏滞力起支配作用反映流体运动处于层流状态。

格拉晓夫准则 $Gr = \frac{\beta g \Delta t l^3}{\nu^2}$, 反映作用于流体的浮升力与黏滞力的相对大小。浮升力来自于流体温度不均产生的密度差,密度差引起流体自然对流的自由运动。 Gr 数大,反映浮升力强。

普朗特准则 $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$, 为流体运动黏度和导热系数的比值,反映流体物性对运动状况和换热状况的影响。

努谢尔特准则 $Nu = \frac{hl}{\lambda}$, 反映对流换热过程强弱。已知流体的导热系数和物体形状与尺寸,由 Nu 数可以确定表面传热系数 h 。

上述准则中:

w ——流体流速, m/s ;

ν ——流体的运动黏度, m^2/s ;

β ——流体的容积膨胀系数, $1/K$;

g ——重力加速度, m/s^2 ;

Δt ——流体与壁面的温度差值, $^{\circ}C$;

α ——流体的导热系数, m^2/s ;

l ——对于换热过程最有影响的壁面尺寸,称为定型尺寸, m 。确定准则中物性参数值时的温度称为定性温度。

各种因素对于对流换热过程的影响用准则方程式描述。准则方程式的一般形式如下

$$Nu = f(Re, Pr, Gr)$$

工程上常遇到各种壁面与自由运动流体之间的对流换热问题,可以采用无限空间自由流动对流换热的计算式计算。一些文献推荐如下准则方程式:

$$Nu = C(Gr, Pr)^n$$

式中,常数 C 和 n 值由实验确定,根据壁面形状和 (Gr, Pr) 的数值范围列于表 2.6。表中定性温度采用边界层平均温度,即边界层以外流体的温度 t_f 和壁面温度 t_w 的算术平均值。

美国 ASHRAE 手册(1997)给出室内 21 °C 空气自然对流的一组表面传热系数如下:





水平热面朝上, $h = 9.26 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{F})$;

竖直面(场), $h = 9.09 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{F})$;

水平热面朝下, $h = 8.29 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{F})$ 。

空气温度高于和低于 21 °C 时需修正。

表 2.6 常数 C 和 n 值^[4]

表面形状及位置	流动情况示意图	C, n 值			定型尺寸	适用范围 $Gr \cdot Pr$
		流态	C	n		
垂直平壁		层流	0.59	1/4	高度 h	104 ~ 109 109 ~ 1 013
		紊流	0.10	1/3		
水平圆筒		层流	0.53	1/4	外径 d	104 ~ 109 109 ~ 1 012
		紊流	0.13	1/3		
热面朝上或冷面朝下的水平壁		层流	0.54	1/4	平板取面积与周长之比值,圆盘取 0.9d	2 × 104 ~ 8 × 106 8 × 106 ~ 1 011
		紊流	0.15	1/3		
热面朝下或冷面朝上的水平壁		层流	0.58	1/5	矩形取两个边长的平均值,圆盘为 0.9d	105 ~ 1 011

2.3.2 人体与环境对流换热计算

人体与环境之间也存在着对流换热,这是人体向周围空气散热的一种常见方式。这种对流换热可分为自然对流和人工对流两种。人体通过对流换热的方式散失到环境中去的热量能占总换热量的 35% 左右,因此,对流换热是一种重要的换热形式。对流换热量主要取决于人体表面温度、人体形状、表面特征和大小,以及气温和吹向体表的气流速度。环境空气的温度决定了人体表面与环境的对流换热温差,从而影响对流换热量。

求解人体对流换热问题是比较困难的。主要是因为人体外表的形状相当复杂,并且随着不同的姿态和不同的着装而变化。人体外表的空气边界层内的流态、温度场、速度场都很难甚至不可能被真实、详尽的描写。有许多学者提出许多近似的方法,例如将人体近似为一个

简易的圆柱体或椭圆柱体,或者将人体分成若干段,有些采用圆柱体,有些采用椭圆柱体,或把人体看作若干圆柱体并列等,但所有建立在这些假设基础上作出的理论解,其结果仍然要经过实验来验证。当然,在分析验证实验结果时,理论的指导意义仍是十分重要的。

2.3.2.1 基本公式

人体与环境的对流热交换同样用牛顿换热公式计算,即

$$C = f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \quad (2.61)$$

式中 C ——对流换热热量, W/m^2 ;

t_{cl} ——人体外表平均温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_a ——人体周围空气温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

2.3.2.2 受迫对流换热系数的确定

人体与空气的对流换热系数 h_c 的确定是对流换热热量计算的基础。由于对流换热的形式不同,对流换热系数分为受迫对流和自然对流。大量的研究得到了两类换热形式下人与环境的对流换热系数的经验公式。

通过大量的实验,发现受迫对流的对流换热系数与空气的流速有如下关系:

$$h_c = Bv^n \quad (2.62)$$

式中 B ——系数,通过实验确定;

n ——指数,通过实验确定;

v ——空气流速, m/s 。

这里所说的空气流速不是指空气与人体表面的实际相对流速,而是指自由空气流速。在实验过程中,先在人体站立点距地面一定高度(通常为 1.1 m)处测定空气流速,以这一未受人体干扰的空气流速作为式(2.62)的计算参数。实验时,人体一旦进入预定测试位置,实际流场发生变化。事实上,即使人站在最平稳的层流气流中,人体各部位的实际气流速度也不可能是一致的,加上人体各部位的表面温度本来就不一致,使式(2.62)中的系数 B 或指数 n 在不同部位也各不相同,而式(2.63)中给出 T 为对于整个人体外表面的平均值。

许多研究者对流换热系数进行了实验测定,最直接而且费用昂贵方法就是卡格尔(Carroll)和维塞尔(Visser)在1966年所使用的方法^[2]。他们让被测试者进入一个特制的舱内,舱内的空气流速及温度都可以精确地控制和测定。测定人体上游及下游的空气温度,再运用空气流动及传热学有关知识,计算出人体与空气的对流换热热量。由于空气的实际温升很小,所以要求测定仪器非常精确及测定方法非常严密,同时要求测定其他热损失(如辐射散热)在内的人体总的热损失,然后减去其他热损失,最后获得关于对流热损失的数据。大多数学者测定的结果均认为式(2.62)中的指数 n 取 0.5 较为合适,而系数 B 则由于测定方法不同有所区别。

科斯勒克(Kerslake)的公式为

$$h_c = 8.3\sqrt{v} \quad (2.63)$$

温斯洛(Winslow)的公式为

$$h_c = 12.1\sqrt{v}, v < 2.6\text{ m/s} \quad (2.64)$$

还有其他许多公式,这些公式中的指数 n 取 0.5,如式(2.66)与前面所述的受迫对流的准则方程吻合。

$$Nu = 0.664 Pr^{1/3} R_e^{0.5} \quad (2.65)$$

对于空气, $Pr = 0.7$, 所以 $0.664 Pr^{1/3}$ 可以看作常数,而一定温度的空气的粘滞系数 ν 也是一定的,则

$$R_e^{0.5} = \frac{vl}{\nu} \propto \sqrt{v} \quad (2.66)$$

米切尔(Mitchell)认为在 0.5 ~ 5 m/s 的风速范围内,指数 n 取 0.6 最为合适。但为了运算上的方便,以及实际误差并不大,可以采用 $n = 0.5$ 作为计算依据。

以上讨论的是整个人体表面的平均对流换热系数。事实上,即使整个人体表面温度完全一致,处在温度完全一致的气流稳定的空气中,各部位的对流换热热量也有明显的不同。图 2.27 表示了在绕人头部以 0.8 m/s 速度运动的气流中,头部的局部对流换热系数的变化情况。

从图 2.27 中可以看到,局部对流换热系数的最小值与最大值可相差 4 倍以上。迎风面的局部对流换热系数最大,两侧较小,到了背风面由于气流的涡旋作用又使对流加强了。

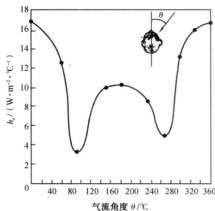


图 2.27 局部对流换热系数的变化^[3]

局部对流换热系数不仅与风向有关,而且与人体部位也有关。可以想象,手指尖部的对流换热系数与胸部中央有很大的不同,如果需要详尽地研究人体各部位的对流换热情况必需做进一步的实验测定。尼西与盖吉^[2]曾用一种特殊的方法来测定人体局部的对流换热系数。他们在人体外表面各不同部位上放置许多小的萘球。萘球离开人体表面数厘米,以避免局部的边界层对测定的影响。萘球在空气挥发的速率与局部气流的速度成一定的比例关系,测定实验前后萘球质量的变化就可以换算出测定时间内空气流速差值的累计值,进一步可以换算出局部的对流换热系数。

在上述分析中,将对流换热系数整理成空气流速的函数,并假定空气流速的大小和方向是稳定的。事实上,除了在实验用的风洞中或在气流组织很好的空调房间里,空气流速的大小与方向经常是变化不定的。如果空气运动的主导方向基本稳定,大小变化不是很明显,我们可以用平均风速(一段时间内风速的均方根值)来计算对流换热系数。如果超出以上的假设条件,上述计算公式就不能使用了,我们将分别讨论人体在空气中运动以及空气本身作不规则运动两种情况。

如果人体在空气中运动时保持不变的姿态(如骑在摩托车上),其结果只是增加了人体与空气的相对流速。可以用上述公式计算对流换热系数,只是式中的 v 要代入相对流速。如果

人体在空气中做不规则的运动,那么情况就不一样了,因为在人体表面的空气边界层或者说气流的流型不断地改变,使对流换热热量显著地增加。利用条纹摄像技术观察进行跑步运动的人的四肢,可以清楚地看到随着手与腿摆动方向的改变,在迎气流面与背气流面交替出现完全不同的波形。人体静止地处于稳定的气流中,空气从前缘分流,经过两侧又到后侧汇合,很快建立起一个稳定的流场,并且对流换热热量最小。当肢体在空气中摆动时,流场不断地建立随即又遭到破坏,流动边界层将小于稳定状态,这是对流传热系数增大的主要原因。在实验室内测定跑步者大腿的局部对流换热系数,发现其数值是用式(2.65)或式(2.66)计算结果的约两倍。例如在风中跑步的人,当相对流速为 4.5 m/s 时,平均对流换热系数为 $30.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$,而用式(2.64)的计算结果仅为 $17.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。克拉克(Clark)把这种现象称为“摆动效应”。无论是在静止的空气中还是在稳定的气流中。只要人体做不规则运动,摆动效应就会产生。由于人体不规则运动的复杂性,经典的流体力学及传热学理论对此都无能为力。如仅做粗略的计算,可采用均方根流速作为依据求对流换热系数,如果有特殊要求,亦可采用最大或最小流速作为计算依据;如果要获得精确数据,只有借助于实验。

另一种情况是空气本身做不规则运动,气流的方向及流速的大小不断地变化,结果同样是使对流换热热量显著地增加。有人用直升飞机悬在人的上空来造成一个这样的恶劣环境,当平均风速为 20 m/s 时,对流换热系数高达 $80 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$,而用式(2.65)计算的结果仅 $37.1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

2.3.2.3 自然对流换热系数的确定

人静止于静止的空气中时,发生的是自然对流换热。由于人体的外表温度一般来说高于周围空气温度,自然对流的结果是在人体周围产生一股上升热气流。用条纹摄像技术可以清楚地观察到并摄下大股气流(如图2.28)。热上升气流自脚部开始,流速较小,厚度也很小,但在上升过程中越来越发展。对于站态的裸体在脸部高度上,气流速度为 $0.4 \sim 0.5 \text{ m/s}$,相



图 2.28 人体周围自然对流边界层^[3]

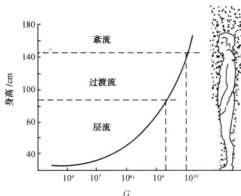


图 2.29 不同高度的 Gr 数^[3]

应的边界层厚度 $0.15 \sim 0.20 \text{ m}$ 。在人的头顶上,这股气流仍可维持 $1 \sim 1.5 \text{ m}$ 的高度,然后才消失在空气中。在 25°C 的空气温度中,最大流量可达 600 l/min 。自然对流所形成的流动边界层内的流态可以是层流,也可以是紊流,主要依据格拉晓夫数 Gr 来判定。此时,准则数中的定性尺寸 L 取人体垂直方向的高度。图 2.29 表示了边界层内 Gr 数随高度变化的情况。

当 $Gr_c < 10^9$ 时为层流, $Gr_c > 10^{10}$ 时为紊流。对于站立的裸体者,皮肤表面平均温度与空气温度的温差在 $8 \sim 10^\circ\text{C}$ 时, 1 m 以下为层流边界层, 1.5 m 以上为充分发展的紊流边界层,其间为过渡区。对于穿着服装的人,其外表面平均温度低于皮肤平均温度,与空气的温差变小,有可能在人体高度上都保持层流边界层。但应当看到,在准则数 Gr 中,高度以三次方出现,温差 Δt 以一次方出现,所以是主要影响因素。

用热电偶测温探头及热线风速仪可以测定自然对流边界层中的温度与速度分布情况,结果反映在图 2.30 中。速度分布曲线大约在边界层厚度的 $1/3$ 处达到最大值,在皮肤上是零,在边界层外缘下降到周围空气的流速。温度分布曲线则是平滑下降的。

边界层的厚度及流态是影响局部对流换热系数的因素。在自然对流情况下,厚度的影响更大。在脚部,边界层最薄,所以对流传热系数最大。对于站立者,脸部边界层厚度最大,相应的对流传热系数最小。这种情况好像

为站立者提供了一个头部的热保护层。由于边界层的厚度是随着高度的增加而增加的,此人的姿态对流传热也带来了很大的影响。如果人是平躺着,那么边界层的发展高度仅 $20 \sim 30 \text{ cm}$,因此最大气流速度仅为 0.05 m/s 左右,与站态的最大流速 0.5 m/s 相比仅为 $1/10$ 。用实验测定平躺者头部的对流传热损失,发现要比站立者高出 33% 。如果人坐着,垂直的小腿产生一股热上升气流与躯干产生的上升气流相遇,使边界层的形状更加复杂。

自然对流传热计算的关键仍是在于确定对流传热系数 h_c 。实验研究表明, h_c 随着人体外表的温度 t_{cl} 与空气温度 t_a 的温差增加而增加,其关系可以用下式表示:

$$h_c = B(t_{cl} - t_a)^m \quad (2.67)$$

式中 B ——系数;

m ——指数,均由实验确定。

伯克巴克(Birkebak)采用的指数为 $m = 0.25$ 。

尼尔森(Nielsen)与彼得森(Pedersen)研究了坐态与站态的真人与假人的自由对流换热,认为下列公式可用于具体求解 h_c :

$$h_c = 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} \quad (2.68)$$

以上研究结果表明,在自然对流情况下,对流传热系数是温差的函数。换句话说,当空气

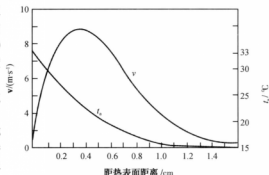


图 2.30 边界层中速度与温度的分布^[3]

温度变化时, h_c 也要变化。但在大多数实际情况下, 空气温度变化范围很小, 温差的 0.25 次方变化幅度更小, 因此也有人认为在一般计算中可以将自然对流换热系数作为定值。

对于大多数的室内环境, 人与环境的对流换热正处于综合对流的范围内, 即既存在着由温差造成的自然对流, 又存在着由室内气流造成的受迫对流。要明确地区分这两种对流中哪一种占主导地位是比较困难的, 因为风速的大小与方向、人体的姿态与着装、不同的部位与不同的温差都会影响对流的本质。一般来说, 风速下降, 自然对流的程度上升, 并最终成为主要的对流形式。

克里斯 (Kreith) 认为当 $\frac{Gr}{Re^2} < 0.1$ 时, 受迫对流占主导地位; 当 $\frac{Gr}{Re^2} > 16$ 时, 自然对流占主导地位。也有人认为, 对于体表温度高出空气温度 5°C 以上的人, 这一转变大约发生在空气流速 $v = 0.15 \text{ m/s}$ 时, 即 $v < 0.15 \text{ m/s}$ 时, 自然对流是主要形式; $v > 0.15 \text{ m/s}$ 时, 受迫对流为主要形式。

范格尔认为, 在无法确定哪种形式对流占主要地位的情况下, 可以分别用受迫对流与自然对流的计算公式进行计算, 然后选用对流换热系数大者, 并且他提出的流速分界线大约是 $v = 0.1 \text{ m/s}$, 即当空气流速 $v > 0.1 \text{ m/s}$ 时, 就应用受迫对流的公式来计算对流换热系数, 尽管此时并非纯受迫对流。

下表将各种理论推导及实验测定的平均对流换热系数及局部对流换热系数归纳, 供参考。

表 2.7 人体对流换热系数^[3]

对流方式	对流换热系数	提出者	备 注
强制对流	$11.6v^{0.5}$	Winslow, 1936	静坐于流动空气中
	$12.1v^{0.5}$	Winslow, 1939	被 Fanger 的热舒适方程采用
	$11.63v^{0.5}$	Hall, 1950	铜人测试
	$8.6v^{0.53}$	Nishi & Gagge, 1970	v 为静止空气中的步行速度, $0.5 \text{ m/s} < v < 2.0 \text{ m/s}$
	$8.3v^{0.5}$	Kerslake, 1972	推荐使用
	$8.3v^{0.6}$	Mitchell, 1974	$0.2 \text{ m/s} < v < 4.0 \text{ m/s}$, 被认为是最好的平均值
自然对流	3.4	Winslow, 1941	坐在自行车上, $0 < v < 0.25 \text{ m/s}$
	2.9 ± 0.9	Nelson etc, 1947	静坐者, $0 < v < 0.25 \text{ m/s}$
	4.5 ± 0.3	Nelson etc, 1947	站立者, $0 < v < 0.25 \text{ m/s}$
	4.0	Seppenan etc, 1972	站立于空气中, $0 < v < 0.15 \text{ m/s}$
	4.1	Pappa, 1973	理论值, 推荐用于静坐者, $0 < v < 0.25 \text{ m/s}$
	3.1	Mitchell, 1974	静坐于空气中, $0 < v < 0.25 \text{ m/s}$
	4.0	Nadel etc, 1974	理论值, 站立者横向绕流
	3.0	Nishi & Gagge, 1977	静止空气中的静止人体
	$2.38\Delta t^{0.25}$	Nielson, 1952	被 Fanger 的热舒适方程采用
其 他	$1.16(M-50)^{0.39}$	Nishi & Gagge, 1977	静止空气中, M 为活动量, $64 \text{ W} < M < 175 \text{ W}$

2.4 人体与环境的蒸发换热

人从饮食中获得的水分中有相当大的一部分是经过呼吸道和皮肤散失的,水分从这两条途径散失的同时,由于水从液态转变成散发到环境中的气态时需要吸收的气化潜热,便形成了蒸发换热。任何物质从液态转变成同温度下的气态时,虽然温度没有升高,却要吸收大量的热,结果是使自身或外界提供热量的其他物体的温度降低了。水在 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的气化潜热为 $2\,501\text{ kJ/kg}$,在 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ (相当于人体温度)时的气化潜热为 $2\,418\text{ kJ/kg}$ 。但人体从皮肤蒸发的汗液不是纯水,因此在皮肤温度下每蒸发 1 kg 汗液大约需要 $2\,450\text{ kJ}$ 的热量。假设有一个人在 1 min 内蒸发掉 1 g 水分,相应的散热率大约是 41 W ,或者是 22.3 W/m^2 。

通过水分蒸发散热是人体调节体温的有效手段。特别是当环境的温度高于人体温度时,辐射换热与对流换热的结果是使人体获得热量,并且空气流通越好,对流得热越多。在这种情况下,出汗是维持人体热平衡的唯一有效途径,如果人体的这一机能受到损害,体温就会上升,导致疾病,甚至死亡。

通过呼吸道散失的水分主要是因为呼出的空气,它一般总要比吸入的空气潮湿一些,空气中增加的水蒸气就是来自呼吸道。皮肤散失的水分主要是出汗,不过有一点要加以说明:如果人处于很热的环境中,或者从事较繁重、剧烈的活动,可能会大汗淋漓。皮肤分泌的汗液来不及完全蒸发就流落到地面,这些滴落的汗珠虽然也是人体失去的水分,但它没有变成水蒸气,所以并没有带走相应的气化潜热。虽然由于它具有人体温度而可能带走一部分热,但显然是微不足道的,对人体散热的意义不大。

如果人在没有进食与排泄,没有汗珠掉落的情况下,水分蒸发所造成的总的热损失可以通过测定人体重量的变化来估算,即:

$$E = \frac{60\gamma}{A_b} \cdot \frac{\Delta\omega}{\Delta t} \quad (2.69)$$

式中 E ——人体总的蒸发热损失, W/m^2 ;

γ ——水的气化潜热,可取 $2\,450\text{ kJ/kg}$;

$\Delta\omega$ ——人体体重变化, kg ;

Δt ——测定时间, min 。

我们将总的蒸发热损失分成两部分:一部分是呼吸造成的蒸发热损失,记做 E_{res} ;另一部分是皮肤蒸发水分造成的蒸发热损失,记作 E_{sk} 。

2.4.1 呼吸蒸发热损失

呼吸蒸发热损失可以表示为

$$E_{\text{res}} = V(d_e - d_i) \quad \text{W/m}^2 \quad (2.70)$$

式中 V ——呼吸换气量, kg/s ;

d_e ——呼出气体的含湿量,即每千克干空气中水蒸气含量, kg/kg ;

d_i ——吸入空气的含湿量,即每千克干空气中水蒸气含量, kg/kg 。

人的呼吸换气量与人所从事的工作强度有关,或者说也可以说与人体的新陈代谢率有关。

据阿斯玛申 (Asmussen) 与尼尔森等人的研究, 采用线性关系式来表达不同工作下的平均呼吸量是与实际测定结果比较吻合的。该关系可表示为

$$V = 0.000\ 014M \quad (2.71)$$

式中 M ——新陈代谢率, W/m^2 。

所以相应的呼吸换气量也是单位人体表面积换气量。麦克考汉 (McCutchan) 及泰勒 (Taylor) 将呼出空气与吸入空气的含湿量差用下式表示:

$$d_e - d_i = 0.027\ 7 + 0.000\ 065\ t_a - 0.80d_i \approx 0.029 - 0.8d_i$$

而吸气中 d_i 就是环境空气的含湿量 d_a , 所以

$$d_e - d_a \approx 0.029 - 0.004\ 98\ P_a \quad (2.72)$$

式中 P_a ——吸入空气中的水蒸气分压力, kPa , 海平面大气压取 $101\ \text{kPa}$ 。

将式(2.71)及式(2.72)代入式(2.70), 得到

$$E_{\text{res}} = 0.017\ 3M(5.87 - P_a) \quad (2.73)$$

式中 P_a ——吸入空气(即环境空气)中的水蒸气分压力, Pa 。

P_a 也可根据下式计算:

$$P_a = \varphi_a P_a^* \quad (2.74)$$

式中 φ_a ——周围空气的相对湿度, %;

P_a^* ——周围空气温度下的饱和水蒸气分压力, kPa 。

图 2.31 给出了在一定的环境空气温度及相对湿度下, 人通过呼吸散发到环境中的水蒸气量。

由图中查获的数据可进一步计算出呼吸所造成的蒸发热损失。例如, 环境温度 $t_a = 20\ ^\circ\text{C}$, 相对湿度 $\varphi_a = 60\%$, 相应的呼吸散湿量为 $26\ \text{g}/\text{h}$ 。则

$$E_{\text{res}} = 26 \times r = 26\ \text{g}/\text{h} \times 2\ 450\ \text{kJ}/\text{kg} = 63\ 700\ \text{J}/\text{h} \approx 17.7\ \text{W}/\text{m}^2 \approx 10\ \text{W}/\text{m}^2$$

根据上述条件, 空气中的水蒸气分压力应为 $P_a = 1.4\ \text{kPa}$, 用式(2.73)计算, 并设 $M = 140\ \text{W}/\text{m}^2$ (轻体力劳动), 则

$$E_{\text{res}} = 0.017\ 3 \times 140 \times (5.87 - 1.4)\ \text{W}/\text{m}^2 \approx 10.8\ \text{W}/\text{m}^2$$

可见两种方法计算的结果是比较接近的, 在一般的中等活动量时, 都可用于实际。

呼吸不仅从人体带走水分, 造成潜热损失, 同时由于环境空气的温度与人体温度不一致, 吸入的空气经过呼吸道被加热, 也会造成显热损失。这项热损失可以按下式计算:

$$C_{\text{res}} = V \cdot C_p (t_e - t_a) \quad (2.75)$$

式中 C_{res} ——呼吸造成的显热损失, W/m^2 ;

C_p ——空气的定压比热容, 可取 $C_p = 1\ \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

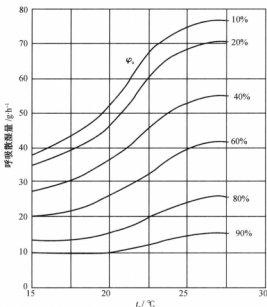
t_e ——呼出空气的温度, $^\circ\text{C}$ 。

由于显热损失相对来说很小, t_e 通常就用人体平均温度来取代。即: $t_e = 34\ ^\circ\text{C}$, 比较精确的表达式可用

$$t_e = 32.6 + 0.066t_a + 32d_a \quad (2.76)$$

因此呼吸显热损失的具体表达式为

$$C_{\text{res}} = 0.001\ 4M(34 - t_a) \quad (2.77)$$

图 2.31 呼吸散热量与环境温度的关系^[3]

不过,呼吸造成的蒸发热损失从总体上说是比较小的。在正常情况下,人体每天通过呼吸道丧失的水分只有 200~400 g,而通过皮肤的水分蒸发远远大于这个数值。在舒适安静的情况下,通过皮肤蒸发的水分为每天 600~800 g,在最炎热的情况下,每小时可分泌出 1 000~1 500 g 的汗水。当然,这种情况不能持续较长时间,否则人体严重失水并引起体内电解质平衡紊乱。

2.4.2 皮肤水分蒸发热损失

由于在计算人体通过皮肤水分蒸发热损失,如果穿着一一定的服装,那么汗液也可以被服装吸收,然后再逐渐蒸发掉。此时,蒸发所需的汽化潜热大部分仍来自人体,但也有一部分来自周围环境,所以问题就变得复杂起来。在以下的分析中,先讨论裸体的人蒸发散热,然后再讨论服装对蒸发散热带来的影响。

2.4.2.1 裸体者蒸发热损失

人体通过出汗,并使汗液在皮肤表面完全蒸发可以带走气化潜热。事实上,汗液的蒸发可以分成以下 3 种情况:

①人体皮肤表面看上去是干燥的,没有汗液造成的湿润情况。但事实上人体的一部分水分仍然通过皮肤表层直接蒸发到周围空气中去。我们把这种情况称为隐性出汗,或者称为皮肤扩散,所造成的潜热损失用 E_{an} 表示,这是汗液蒸发热损失最小的情况。

②由于大量出汗,人体皮肤完全被汗液所润湿,这时汗液蒸发热损失达到最大值,用 E_{max}

表示,称为显性出汗。

③多数情况下,人体表面部分被汗液浸湿,部分保持干燥,蒸发热损失介于上两种情况之间,或者说皮肤处于某种湿度情况下。为此,引入皮肤湿度的概念,即

$$W_{\text{rw}} = \frac{E_{\text{rw}}}{E_{\text{max}}} = \frac{A_{\text{rw}}}{A_0} \quad (2.78)$$

式中 W_{rw} ——皮肤湿润度, %;

E_{rw} ——在一定皮肤湿润度下的实际蒸发热损失, W/m^2 ;

A_{rw} ——被汗液湿润的人体表面积, m^2 。

在第一种情况下, $W_{\text{rw}} = 0, E_{\text{rw}} = 0$, 但有 $E_{\text{diff}} \neq 0$ 。

在第二种情况下, $W_{\text{rw}} = 1, E_{\text{rw}} = E_{\text{max}}$ 。

在第三种情况下, $0 < W_{\text{rw}} < 1$ 。

$E_{\text{diff}}, E_{\text{max}}$ 与皮肤干燥时或全部被汗液湿润时的皮肤本身特性有关,同时也和环境温度湿度等条件有关。在仅有隐性出汗的一般情况下,则

$$E_{\text{diff}} \approx (0.02 - 0.06) E_{\text{max}} \quad (2.79)$$

如果 E_{max} 的值很大,或者由于环境湿度很低,皮肤由于脱水而改变了扩散水分的特性,就取比较小的系数。

当存在有部分显性出汗时,干燥部分的皮肤扩散为

$$E_{\text{diff}} \approx (1 - W_{\text{rw}}) 0.06 E_{\text{max}} \quad (2.80)$$

即将显性出汗部分的面积扣除掉。

范格尔提出了另一种计算 E_{diff} 的方法。他认为当人体处于舒适性条件下,皮肤扩散是不受人体热条件系统控制的,可以表达为

$$E_{\text{diff}} \approx \lambda \cdot m \cdot (P_{\text{sk}}^* - P_{\text{a}}) \quad (2.81)$$

式中 γ ——水的气化潜热,可取 $2450 \text{ kJ}/\text{kg}$;

m ——皮肤渗透系数, $\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{kPa})$, 在舒适性条件下, m 约为 $1.271 \times 10^{-6} \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{kPa})$;

P_{sk}^* ——皮肤温度下空气中水蒸气的饱和分压力, kPa 。

P_{sk}^* 是湿球温度 t_{sk} 的函数,在 $27^\circ\text{C} \leq t_{\text{sk}} \leq 37^\circ\text{C}$ 范围内可以近似地表达为

$$P_{\text{sk}}^* = 0.256 t_{\text{sk}} - 3.37 \quad (2.82)$$

将 m, γ 及 P_{sk}^* 代入式(2.54),则

$$E_{\text{diff}} \approx 3.045 (0.256 t_{\text{sk}} - 3.37 - P_{\text{a}}) \quad (2.83)$$

式中 t_{sk} ——皮肤表面平均温度, $^\circ\text{C}$ 。

当人体的皮肤全部被汗液湿润时,汗液直接在皮肤表面吸收气化潜热而转变为气态。水蒸气分子通过运动脱离皮肤而进入空气,这一运动过程的速率,或者叫水蒸气分子的扩散速率,是受皮肤表面附近的气体边界层内水蒸气的浓度梯度影响的,这一浓度梯度又与皮肤表面及周围空气中水蒸气分压力之差成正比。因此,类似于温差造成的热传递过程,可以得出

$$E_{\text{max}} = h_{\text{c}} (P_{\text{sk}}^* - P_{\text{a}}) \quad (2.84)$$

式中 h_{c} ——蒸发传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{kPa})$ 。

传热与传质过程在皮肤表面附近的空气边界层内是相似的,因此蒸发传热系数 h_e 与对流传热系数 h_c 密切相关,两者的关系可用刘易斯(Lewis)关系式来表达,即

$$h_e = L_e h_c \quad (2.85)$$

式中 L_e ——刘易斯关系系数,在海平面上可取 $L_e = 16.7 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{kPa}$ 。

将式(2.85)代入式(2.84),并令 $P_a = P_a^* \varphi_a$,则

$$E_{\max} = 16.7 h_c (P_a^* - P_a^* \varphi_a) \quad (2.86)$$

直接测定蒸发传热系数比较困难,这必须测定整个人体表面全部被汗液湿润时的人体散热量,但往往可能是一部分皮肤表面的汗液已经开始滴落,而另一部分皮肤还是干燥的。采用刘易斯关系式(2.84)中的蒸发传热系数转换成对流传热系数就解决了这个难题。

在一定皮肤湿度下,人体实际的显性出汗蒸发热损失就是

$$E_{\text{res}} = W_{\text{res}} 16.7 h_c (P_a^* - P_a^* \varphi_a) \quad (2.87)$$

这样,由于水分蒸发造成的人体总的蒸发热损失就是

$$\begin{aligned} E &= E_{\text{res}} + E_{\text{sk}} \\ &= E_{\text{res}} + E_{\text{diff}} + E_{\text{res}} \\ &= E_{\text{res}} + (1 - W_{\text{res}}) 0.06 E_{\max} + W_{\text{res}} E_{\max} \\ &= E_{\text{res}} + (0.06 + 0.94 W_{\text{res}}) E_{\max} \end{aligned} \quad (2.88)$$

从上式可以看出

$$E_{\text{sk}} = (0.06 + 0.94 W_{\text{res}}) E_{\max} = W_t E_{\max} \quad (2.89)$$

式中 W_t ——由于皮肤扩散及显性出汗造成的皮肤的总湿度,%, $W_t = 0.06 + 0.94 W_{\text{res}}$ 。

W_t 与 W_{res} 都是由实验来确定的系数,与人的失重率、皮肤表面平均温度、环境空气温度、湿度、对流传热系数、服装热阻等许多因素有关。

由 $W_t = 0.06 + 0.94 W_{\text{res}}$ 可知,当 $W_{\text{res}} = 1$ 时,即皮肤湿度为 1,全部被汗水湿润,皮肤总湿度也为 1;当 $W_{\text{res}} = 0$ 时,仅有隐性出汗,皮肤总湿度为 0.06,这与前面的分析是一致的,即此时 $E_{\text{sk}} = 0.06 E_{\max} = E_{\text{diff}}$ 。

2.4.2.2 着装者蒸发热损失

以上分析的是裸体者是蒸发热损失,如果穿着一定的服装之后,情况就有变化。其中呼吸蒸发热损失 E_{sk} 仍可按式(2.73)计算,因为普通的服装并没有阻碍呼吸通道,服装引起其他热损失的变化所带来的影响,可以反映在新陈代谢率 M 的变化中。但是,服装对于皮肤的蒸发热损失 E_{sk} 的影响是显著的,可以从两个方面来解释。一是使皮肤表面蒸发的水蒸气向环境扩散时受到了额外的阻力。既,对于同样的皮肤表面到环境的水蒸气分压力差,由于服装的阻碍,相应的蒸发散热量要比裸体情况小;另一方面,如果服装是吸湿的,皮肤分泌的汗液就可能由于织物纤维的毛细作用而传输到服装外表面。汗液不直接在皮肤表面蒸发,而是在服装织物层内部或服装外表面蒸发。蒸发所需的气化潜热一部分来自人体,另一部分来自周围的空气。既,蒸发同样数量的汗水对人体造成的冷却效果,着装者不如裸体者。因此,在实际计算人体蒸发散热量时,必须考虑所穿服装的影响。

根据式(2.89), $E_{\text{sk}} = (0.06 + 0.94 W_{\text{res}}) E_{\max}$, 要设法求得着装人体的最大皮肤蒸发热损失 E_{\max} 就可以了。引入修正系数 F_{pcl} 来反映服装的影响,根据式(2.87),则

$$E_{\max} = 16.7 h_c (P_{sk}^* - P_a^* \varphi_a) F_{pcl} \quad (2.90)$$

式中 F_{pcl} ——服装的渗透系数。

服装的渗透系数 F_{pcl} 与服装基本传热系数 F_{cl} 在计算人体显热交换时所起的作用相似,在计算人体潜热交换时,考虑到服装的影响而修正水蒸气分压力差,或者说修正蒸发传热系数 h_e ($16.7 h_c$)。

运用传热与传质相似性原理,完全可以参照 F_{cl} 的推导方式来推导 F_{pcl} 。将 $h_e F_{pcl}$ ($16.7 h_e$) 定义为着装人体的总蒸发传热系数 h_{et} , 其倒数就是总蒸发传热热阻。

因此有:总蒸发传热阻力 $1/h_{et}$;

服装层的蒸发传热阻力 $1/h_{ecl}$;

服装外空气层蒸发传热阻力 $1/h_e$;

并且 $1/h_{et} = 1/h_{ecl} + 1/h_e$

经变换得

$$F_{pcl} = h_{ecl} / (h_{ecl} + h_e) \quad (2.91)$$

根据刘易斯关系,在常温下 $h_e = 16.7 h_c$, 同样,也可用刘易斯关系将服装的蒸发传热系数 h_{ecl} 用服装的传热系数来表示,但此时刘易斯数为 $17.9^\circ\text{C}/\text{kPa}$, 并经过变换,最后得出

$$F_{pcl} = 1 / (1 + 0.143 f_{cl} I_{cl}) \quad (2.92)$$

式中 I_{cl} ——服装基本热阻, clo。

最后,皮肤水分蒸发热损失为

$$E_{sk} = (0.06 + 0.94 W_{\max}) 16.7 h_c (P_{sk}^* - P_a^* \varphi_a) F_{pcl} \quad (2.93)$$

对于裸体的人,由于 $I_{cl} = 0$, 所以 $F_{pcl} = 1$; 对于全身都穿着不渗透服装的人(如潜水服), $F_{pcl} = 0$ 。

2.5 换热计算相关参数的确定

2.5.1 服装热阻

在 GB/T 18398—2001《服装热阻测试方法-暖体假人法》给出的服装热阻的定义是,服装在人与环境热交换过程中对热流的阻力,即服装的隔热性能,单位为克罗(clo, $1\text{clo} = 0.155 \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$)。服装热阻一般分为四类:

服装表面空气热阻,用符号 I_a 表示;

服装总热阻(包含服装表面空气层热阻),用符号 I_t 表示;

服装基本热阻(不包含服装表面空气层热阻),用符号 I_{cl} 表示;

衣服相对热阻(不包含服装表面空气层热阻和覆盖头、手、脚部位的热阻),用符号 I_{clsk} 表示。

下面对服装热阻的基本概念及相互关系做详细的阐述。

2.5.1.1 服装热阻对人体与环境换热影响

人与环境的热交换主要以4种方式进行:辐射、对流、蒸发、传导。人与环境的辐射热交换可用下式来计算:即

$$R = 3.98 \times 10^{-8} f_{cl} (T_{cl}^4 - T_{mt}^4) \quad (2.94)$$

式中,各参数的物理意义在前面已阐明。式中,服装面积系数 f_{cl} 就是与服装密切相关的一个参数。 f_{cl} 随不同的服装式样、织物材料、厚度而变化,甚至同一件服装穿着方式不同(单穿还是套在其他服装外,是否束腰带等), f_{cl} 值也不同。另一个与服装有关的参数是 T_{cl} ,它是着装人体外表的平均温度,包括了未被服装覆盖部分的人体皮肤的表面温度在内。在热舒适情况下,人体皮肤表面温度是基本恒定在某一范围内的,但服装外表面的平均温度却与服装的传热性能有极大关系,因此服装的材料及覆盖人体表面积的多少都影响着 T_{cl} 的数值。影响辐射换热的第三个因素是服装外表面的辐射率。式(2.69)将人体皮肤的辐射率与大多数普通服装的表面辐射率的平均值 $\varepsilon=0.97$ 归入系数 3.9×10^{-8} 之中,因而没有出现 ε 参数,但如果研究特殊服装时,应当同时考虑辐射率的影响,例如外表涂有金属薄膜的防热辐射服装等。

人与环境的对流热交换可以表达为

$$C = f_{cl} h_c (T_{cl} - T_a) \quad (2.95)$$

式中, f_{cl} 及 t_{cl} 反映了服装对热交换的影响,在前面已简单分析过了。

另外如服装的式样,覆盖人体表面积的比例,领口、袖口等开口部位的松紧,服装的合体程度及穿着方式都会影响服装的热工性能。这种影响主要反映在对服装与服装间以及服装与人体表面间的空气层流动的阻碍作用。如果服装能很好地防止这些空气层的流动,那么保暖性能将大大提高,这就是在冬季人们喜欢收紧领口与袖口的原因,相反在夏季却尽可能敞开这些部位。人体的活动及环境风速的增加都会引起对流换热系数 h_c 的改变,实际上减小了服装外表面空气边界层的热阻,从而减小了服装的热阻。如果将辐射与对流换热综合考虑,按式(2.95)计算,则

$$C + R = f_{cl} h_{cr} (t_{msk} - t_{cl}) F_{cl} \quad (2.96)$$

那么服装的基本传热效率就是一个新的反映服装热工性能的参数,即

$$F_{cl} = \frac{1}{1 + 0.155 h_{cr} f_{cl} I_{cl}} \quad (2.97)$$

F_{cl} 与 f_{cl} 一起来对由于人体着装而引起的总显热换热量的变化进行修正。

人体对环境的蒸发散热通过两条途径:呼吸道与皮肤。前者与服装无直接关系(包括头盔或防护面罩的特殊服装也可以影响呼吸蒸发散热),通过皮肤的蒸发散热如下:

$$E_{sk} = W_i 16.7 h_e (P_{sk}^* - P_a^* \varphi_a) F_{pcl} \quad (2.98)$$

在式(2.98)中,服装的渗透系数 F_{pcl} 是反映服装对皮肤蒸发散热影响的参数,它与服装的式样及织物材料有很大关系。由于服装的存在,增加了水蒸气从皮肤表面到环境的扩散阻力。

$$F_{pcl} = \frac{1}{1 + 0.143 h_{ef} f_{cl} I_{cl}} \quad (2.99)$$

关于人与环境的热传导问题。应当从两方面来考虑。一方面,正如前面分析过的,由于正常情况下人与环境壁面的接触面积较小,在接触部位通常都有导热系数较小的服装织物或铺垫物(如地毯、坐垫等)存在,所以单纯的传导散热量在人体总散热量中所占的比例很小,通常略去不计。另一方面,人与环境的热交换过程中服装尽管以十分复杂的机理影响着人与环境间的换热量,但在总体上可以将此过程简化为一个热传导过程,即热量是通过服装从皮肤表面传导到服装外表面,然后再由辐射、对流等机理散发到环境中去。正是在这种假设前提

下,提出了服装的热阻这一概念。

综上所述。在计算人与环境的热交换中,涉及有关服装的参数为 f_{cl} 、 t_{cl} (T_{cl})、 F_{cl} 及 F_{pcl} 。服装面积系数 f_{cl} 是通过实验测定的数据。而人体外表面平均温度 t_{cl} 与服装热阻 I_{cl} 密切相关, F_{cl} 及 F_{pcl} 两参数也是 I_{cl} 的函数,因此,问题最后都归结到如何求服装的热阻 I_{cl} 。

2.5.1.2 服装热阻基本概念

1. 基本概念

关于服装热阻的概念可以用图 2.32 来说明。

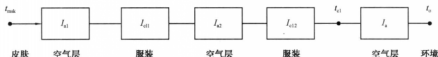


图 2.32 服装热阻示意图^[3]

假设人穿着两层衣服,人体皮肤温度为 t_{msk} ,人体皮肤与服装表面之间有一空气层,空气层的厚度及分布区域与服装式样有关。通常冬季所穿的棉毛衫是紧贴皮肤的,这层空气层可以忽略不计,而夏天所穿的衬衫则包含了相当厚的空气层。设这层空气层的热阻为 I_{a1} ,第一层服装具有热阻 I_{cl1} ,在第一层服装和第二层服装之间又有一层空气层,其热阻为 I_{a2} ,接着是第二层服装的热阻 I_{cl2} 。两层服装之间的空气层厚度及分布区域也与服装式样有关,棉毛衫外套衬衫与衬衫外套毛衣相比,前者所包含的空气层要厚得多。最后,是第二层服装外表面到环境的空气流动边界层,它具有热阻为 I_s ,有时也称为表面热阻。服装外表面温度为 t_{cl} ,环境温度 t_o ,如果存在辐射因素,则为 t_s 。

热量从皮肤通过空气层及服装最后传到环境的过程完全可以用电路来模拟。在电路中,电流流经某一电路的总电阻等于该电路中各串联电阻之和。因此,热量通过服装及空气层的总热阻,等于各串联热阻之和,用下式表示:

$$I_t = I_{a1} + I_{cl1} + I_{a2} + I_{cl2} + I_s \quad (2.100)$$

式中 I_t ——服装的总热阻, clo。

在一定电压作用下的电流强度是电压除以电阻,因而在一定温差作用下的热流强度就是温差除以热阻,即

$$H_s = \frac{(t_{msk} - t_o)}{0.155 I_t} \quad (2.101)$$

式中 H_s ——人体表面的净散热量, W/m^2 ;

I_t ——服装总热阻, 0.155 为单位换算系数, 即 $1 \text{ clo} = 0.155 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/W$ 。

将上式改写,就得到了服装总热阻的表达式,即

$$I_t = \frac{(t_{msk} - t_o)}{0.155 H_s} \quad (2.102)$$

因此,服装总热阻(total clothing insulation)的定义是从皮肤表面到环境的总传热热阻。其中,包括了服装本身的热阻以及服装内所包含的空气层和服装外表面空气边界层的热阻。

与此相应的还有服装的有效热阻 I_{clo} (effective clothing insulation), 它的定义是从皮肤表面到服装外表面的总传热热阻, 即

$$I_{\text{clo}} = I_1 - I_a \quad (2.103)$$

式中 I_a ——服装外表面空气边界层的热阻, 又称表面热阻, clo 。

另一个常用的服装热阻概念是基本热阻 I_{cl} (intrinsic or basic clothing insulation):

$$I_{\text{cl}} = I_1 - \frac{I_a}{f_{\text{cl}}} \quad (2.104)$$

2. 三个基本概念之间的关系

服装基本热阻 I_{cl} 是从皮肤表面到服装外表面的总传热热阻。总热阻 I_1 中包括了 I_a 项, 反映了总传热热阻, 但是正如我们在后面将要提到的, 服装外边界层热阻 I_a 是随人体运动或环境风速变化很大的参数, 同一件服装在不同条件下可以有相当不同的总热阻, 这对研究服装带来不方便, 因此, 在有效热阻 I_{clo} 及基本热阻 I_{cl} 的定义中扣除了这项 I_a , 使热阻概念更加接近服装本身的特性而不受环境条件的影响。

但在扣除 I_a 的处理方式上, 有效热阻 I_{clo} 未考虑服装外表面增加的影响, 而基本热阻 I_{cl} 考虑了这一影响, 将 I_a 除以 f_{cl} 折算成单位人体表面积应扣除的相应热阻值。

表面热阻 I_a 通常是用电加热的暖体假人在未着装的裸体情况下测定的, 总热阻 I_1 是用着装的暖体假人直接测定的, 而有效热阻 I_{clo} 与基本热阻 I_{cl} 是通过上述测定结果计算出来的。

对于服装与服装之间以及服装与人体皮肤之间的空气层, 由于其分布情况及厚度都无法精确确定, 因此在上述三个热阻概念中都将它们的热阻归入服装本身的热阻内, 不再分别计算或扣除。根据定义, 三个热阻之间的相互关系为

$$I_{\text{cl}} = I_{\text{clo}} + I_a \left(1 - \frac{1}{f_{\text{cl}}}\right) = I_1 - \frac{I_a}{f_{\text{cl}}} \quad (2.105)$$

由于三个热阻定义及计算方法不同, 在使用时应特别注意, 以免误用。在实验测定的数据资料中一般都明确指出所得数据为何种热阻而不再统称服装热阻。有许多因素可能影响服装的热阻值, 这里包括服装本身的因素如织物种类、式样、合身程度等; 人体因素如姿态、活动等以及环境因素如气温、湿度、风速等。本节将分别分析这些因素是如何影响服装的热阻以及其影响程度。

2.5.1.3 影响服装热阻的因素

1. 织物类型

织物是构成服装的基本材料。有些服装由同一种织物制成, 有些则同时用了两种或两种以上的织物。织物的热阻大小对服装热阻值有很大的影响。由薄的丝绸制成的衬衣与中间充羽绒的冬衣相比, 热阻值变化的范围, 可达十几倍。织物的热阻可以用平板导热仪测定, 服装的热阻可以用暖体假人测定。

那么织物的种类或结构对服装热阻有什么影响呢? 我们先从热量通过织物的传递途径来分析。织物通常都由纤维构成。纤维本身具有一定的导热能力, 但无论什么样的织物, 在纤维与纤维之间有很大的空隙, 这些空隙中充满了空气。普通的单层纺织织物, 如卡其布, 看上去纤维很紧密, 中间没有多少空隙, 但实际测定的结果发现织物中空气的容积比可达 60% ~ 90%, 这

个比例是相当惊人的,因此,热量通过织物时,实际上是通过的纤维与空气的混合体系,其中,空气提供了绝大部分的热阻。由于纤维是柔软的,中间又有那么多空隙,所以织物都是可压缩的。压缩的结果仅仅改变了织物中的空气含量而使热阻值大为降低,因此测定织物热阻时都要注明所受的压力及相应的厚度,最好要保持织物在使用状态下的自然厚度。表 2.8 表示了几种织物的结构情况。

表 2.8 几种织物的结构状况^[3]

织物类型	纤维容积/%	重量/(g·m ⁻²)	压力/(g·cm ⁻²)	厚度/mm
棉:斜纹布类型 1	21	360	0.7	1.12
棉:斜纹布类型 2	28	360	7.0	0.81
针织内衣布	13	142	7.0	0.71
绒布	10	155	3.5	0.99
平纹布	32	152	3.5	0.31
毛:哗叽	25	351	7.0	0.96
麦尔登	24	740	3.5	2.5
耐纶:斜纹布	40	9.61	7.0	0.2
光斜纹布	60	10.31	7.0	0.15

从表 2.8 可以看到大多数织物纤维所占的体积仅 30%~40%。当压力增加时,如棉斜纹布由 0.7 g/cm² 增加到 7.05 g/cm² 时厚度由 1.12 降到 0.81 mm,纤维容积比上升,空气含量减少了。而绒布尽管重量及纤维含量很小,但厚度却较大,所以含有的空气量多,从实际生活经验中可以知道它的保暖性能要比其他使用纤维多但含空气少的织物强。

另一个例子是采用同样的棉纱纤维,并且纺织方式也相同而仅仅是密实程度不同的斜纹布,其有关性能指标见表 2.9。

表 2.9 几种棉斜布的性能^[3]

织物代号	重量/(g·m ⁻²)	厚度/mm	热阻/clo
1#	205.8	0.74	0.89
2#	321.8	0.97	0.87
3#	498.1	1.17	0.87

这几种斜纹布的重量差别较大,但厚度变化较小,换句话说,只是织物的纤维容积比变化了。重量大的含有的空气比例减少了,空气提供的热阻有所减小,但由于厚度基本未改变,总的热阻也基本不变。上述例子都是单层织物,复合织物的有关特性见表 2.10。

表 2.10 几种充羽绒织物的性能参数^[3]

织物代号	容重/(kg·m ⁻³)	平均温度/℃	导热系数 /[W·(m·℃) ⁻¹]	厚度/mm	热阻 /(m·℃·W ⁻¹)
1#	8.13	31	0.040 5	39.3	0.970
2#	5.26	30.6	0.047 0	40.4	0.858
3#	4.93	30.7	0.049 0	39.3	0.796
4#	7.34	32.2	0.045 0	16.5	0.365

这些复合织物是两面用平纹布中间充同种羽绒的样品。前三种厚度基本相同,容重不同反映了不同的充绒量。最后一种厚度较小是为了与前三种进行对照。在平板导热仪上测定的结果发现四种复合织物的导热系数基本相同,随容重的增长略有减小。而热阻明显地与厚度有关,却与充绒量的多少关系不大。再进一步的研究表明,当织物制成服装后,织物的热阻与厚度密切相关的特性仍得以保持。对不同填充量的羽绒服及中空棉服的热阻测定结果见表 2.11。

表 2.11 不同填充量的羽绒,中空服的热阻^[3]

填充物	中空棉		鸭 绒				
款 式	平下摆		平下摆	夹克式			
填充量/g	100	200	350	150	250	300	450
热阻/clo	0.578	0.850	1.031	0.970	1.001	1.058	1.154

从表 2.11 中看出,当羽绒服的填充量从 150 g 增加到 450 g 时,热阻略有增加。这可以从制作上的原因加以解释:为防止羽绒在穿着时下坠,羽绒段都缝有一定间距的压线,这就限制了其厚度的发展,使厚度不能与充绒量成正比。而中空棉是无纺定型填充料,不用压线固定,并且填充量不同的中空棉明显地厚度不同,因而用填充量较大的中空棉作填充物,相应的服装热阻就大。从 100 g 到 200 g 热阻约增加了 50%。

从以上的实验结果可以看出,大多数织物的热阻主要是由织物内所含的空气提供的。织物厚度大所包含的空气也比较多,因而热阻比较大。因此,有人提出可以用织物加厚度来预测其热阻,计算公式为

$$I = K \cdot THICK \quad (2.106)$$

式中 I ——织物热阻, clo;

K ——系数,随织物种类而不同,通常在 1.0 ~ 1.8 clo/cm 范围内,一般优质织物为 1.6 clo/cm;

$THICK$ ——织物厚度, cm。

按照此原理,用同样重量的纤维织成比较疏松的织物,相应的厚度就比较大,因而具有较高的热阻。但是对于织物来说,如果织物过于稀疏,织物纤维间的空气传热方式可能由原来的导热变成对流,大大增加传热能力。另外,外界的风也容易吹透织物,使服装的保暖性能反而下降。普通的织物具有一定的松紧度,所以织物的重量与厚度有一定的关系。采用同样的棉纱,织成的细支的平纹布,重量仅 110 g/m²,厚度为 0.33 mm;而织成 205.8 g/m² 重的斜纹布,厚度则达 0.74 mm,基本上增加一倍。如采用羊毛织成的 304.5 g/m² 呢绒,厚度可达 1.47 mm,相同重量的斜纹棉布厚度仅 0.97 mm。

纤维本身的导热性能当然也影响织物的热阻,进而影响服装的热阻。纤维导热率高的织物热阻小一些。表 2.12 列举了几种纤维的导热率。

几种纤维中羊毛具有最佳的保暖性能而棉纱最低,但实际织物的热阻又与织法、厚度有关,而不仅仅取决于纤维的种类。用不同重量的纤维织物制成的服装重量也不同,如果织物的重量与热阻存在一定关系,那么服装的重量与热阻也应当存在一定关系。在用暖体假人测定服装热阻的同时也测定服装的重量,根据测定结果整理出一定的函数关系。在对表 2.8 所列举的几种织物制成的服装测定后,得出的回归公式见表 2.13。

表 2.12 几种纤维的性能^[3]

纤维种类	密度/(g·cm ⁻³)	导热系数 λ/[W·(m·℃) ⁻¹]
羊毛	1.32	0.223
尼龙	1.14	0.255
腈纶	1.17	0.255
粘胶纤维	1.52	0.266
棉花	1.5	0.648

表 2.13 用服装重量预测服装热阻^[3]

织 物	单件服装热阻/clo	组合服装热阻/clo
1*	$I_{cl} = 0.005 + 1.003W$	$I_{cl} = 0.108 + 0.298W$
2*	$I_{cl} = 0.012 + 0.658W$	$I_{cl} = 0.143 + 0.262W$
3*	$I_{cl} = 0.005 + 0.451W$	$I_{cl} = 0.082 + 0.254W$

表中 W 分别表示单件服装的重量或组合服装的总重量(kg)。单件服装的回归式具有较高的相关系数,组合服装的回归式较差一些。所测的服装有 80% 以上可以用重量来预测热阻值。但这些公式对于这三种特定织物制成的服装适用,无法证明它对其他织物的服装也适用。三种织物相比,轻型织物单位重量所提供的热阻值较大表示回归直线具有较大的斜率。

2. 服装式样

服装的式样是根据穿着对象、穿着季节或场合以及美观等方面要求确定的。不同的设计式样也会影响到服装的热阻。式样对热阻的影响主要表现在以下几方面:

- ①式样不同造成服装不同的合身程度、松紧度,从而使服装与服装之间及服装与人体表面间的空气层厚度与分布位置不同;
- ②式样不同使服装覆盖人体的部位与表面积不同;
- ③式样不同使服装的开口部位(如领口、袖门、下摆、裤口等的大小,松紧程度不同,造成不同的“烟囱效应”和“风箱效应”);
- ④式样不同使服装具有不同的面积系数 f_{cl} 。

服装内所包含的空气层的厚薄直接影响服装的热阻值,但这是一个很难确定的参数,至

今没有从理论上或从实验中归纳出任何关于服装内空气层厚度及分布的数学表达式,因此定量计算无法进行。对于紧身的弹性针织内衣或由于出汗而紧贴皮肤的内衣,最内层空气层厚度为零,一件宽松的衬衫却具有较厚的内部空气层。组合服装的空气情况更为复杂,一般搭配适当的组合服装,随着服装的增加,最外层服装的周长也增加。这一增加不仅是由于服装的厚度,也是由于服装与服装之间的空气层造成的。如果将人体近似看作圆柱体,那么服装内各空气层的平均厚度可以用下面方法测定。在暖体假人身上确定若干需测定周长的部位,并标明位置,记下相应高度。首先测定裸体假人的各部位周长,如胸围、臀围、臂围等,并折算出相应半径。然后给假人穿上最内层衣服,用直尺量出从地面起相应的高度测量服装的外周长。测定服装的外周长需要特别小心,不要压缩服装,同时应由不同的人测定多次以取平均值,根据测定结果计算出相应的半径,将后半半径减去服装厚度及前半半径,得出相应空气层的平均厚度。如果在宽松的服装外套上紧身服装,如在衬衫外套上羊毛背心,那么最外面周长有时可能小于内层的周长,应当将最外层半径减去最外两层服装的厚度再减去内层服装的半径,结果可能得出负空气层厚度。如果测裙子,可以将两腿合并为一个当量圆柱体。这种测定方法既费时间又不精确。测定几个部位的周长并不能代表整件服装的情况,因为服装设计不同部位有不同的宽松度。在用暖体假人直接测服装热阻时,不需要测定服装内的空气层厚度,只有在试图建立理论推导服装热阻的数学模型中才涉及这一参数。这里还要提到一点,那就是服装内的空气层是构成服装热阻的主要成分,服装的保暖功能从根本上讲就是保持服装织物内,服装与服装之间及服装与人体之间有静止的空气层。但就服装的纤维本身来说,同样的纤维的织法,同样的总厚度,连续的单层织物和分成不连续的多层织物,提供的热阻也不同。原因是纤维分成多层后热传导被隔绝,因而热阻要大于连续的单层。

服装覆盖人体表面积的对服装的热阻值有很大影响。现用暖体假人测定服装热阻值,无论是总热阻 I_t , 还是有效热阻 I_{cl} 及基本热阻 I_{cl} , 都是对于整个人体表面积的平均值 ($m^2 \cdot ^\circ C/W$), 也就是说, 不管该服装实际上覆盖了多少人体表面积, 都把它隔热效果折算到分布在整个人体表面时具有的平均保暖效果, 即造成的总失热量 (W/m^2) 是相同的。在人体某一部位穿上一件衣服, 该部位的失热量减小了, 其他部位的失热量不变。在已穿服装的部位再套上一件服装, 该部位的失热量进一步减少, 但其他部位的失热量仍基本不变, 但如果将所增加的服装用来覆盖原先没有服装覆盖的其他部位, 那么这一部位的散热量也立即减小了。在后两种情况中, 人体总散热量都减少了, 但是增加服装覆盖人体面积所造成的失热量减少要比在向同一部位再套上装来得明显, 也就是说, 同样一件服装在增加对人体的覆盖面积时的热阻要比单纯增加厚度时大。

3. 人体活动

在静止情况下测定了热阻的服装穿到正在活动的人身上, 保暖性能会发生改变。作为服装的标准热阻值当然以静止的暖体假人所测的数据为准, 国外某些厂商已在出厂的服装上标明了该服装的热阻值, 连同服装型号一起作为供顾客选择的依据, 这也是我国服装走向世界

所必须的一步。

人体活动对服装热阻的影响主要有以下几方面：

①人体采取不同的姿态改变服装测定热阻时的情况,某些部位被压缩(如人坐下时,裤子的臀、膝部被压缩),某些部位被伸展(如骑自行车对手臂前伸,腋下部位的服装伸展开了),改变了服装及内部空气层的厚度,从而改变了服装热阻值;

②人体活动时,产生了“风箱效应”,增加了人体散热量;

③人体活动时,汗液分泌蒸发量会增加,改变了服装的含湿量,一方面可以改变服装的传热性能,另一方面可以使服装与皮肤粘连,改变空气层厚度。

许多服装都是在活动情况下使用的,因而有必要研究活动对服装热阻的影响。

我们知道,活动量增加意味着新陈代谢率的增加。新陈代谢率增加的本身并不会影响服装热阻。只不过使通过服装传到环境的人体发热量增加了,就好像通过电阻的电流增加时,改变的是电压差而不是电阻值。但随着活动量增加而产生的其他效应,如前面所说的风箱效应等,会影响服装的热阻,而且对某些服装的影响程度相当明显,因此将服装的热阻与不同活动量时的新陈代谢率联系起来,也可发现一定的函数关系,当然这种关系对特定服装是特定的。图 2.33 表示了一种北极服的 I_{cl} 与 M 关系。从图中可以看到在新陈代谢率 $M < 230 \text{ w/m}^2$ 范围内,活动量的改变有相当大影响,但 M 进一步增大时,影响程度基本不变。

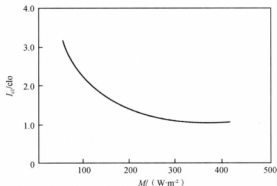


图 2.33 某种北极服的 I_{cl} 与 M 关系^[3]

如果活动量增加导致出汗量增加,那么也会改变服装的传热特性。服装如果因吸收汗水而湿润,汗液的蒸发就可以在更加接近环境的服装外表面或靠近外表面进行,水蒸气的扩散阻力就比从皮肤透过干燥服装时小得多,这就有利于蒸发散热的进行。从单层服装测试结果看,湿的服装比干燥服装的蒸发速率增加两倍以上。湿衣服与皮肤及服装自身间的相互粘连,使原有空气层减小,也进一步减少了水蒸气扩散阻力。湿的纤维比干的纤维具有较高的导热系数,使服装本身的传热能力增加。某些织物在不同含水量下的导热系数见表 2.14。

表 2.14 几种织物含水量不同的导热系数^[1]

织物类型	厚度/mm	压力/ (g · cm ⁻²)	含水量 (重量百分数)/%	导热系数/ [W · (m · °C) ⁻¹]
毛哔叽	1.85	0.70	12	0.036
	1.91	0.70	27	0.043
	2.01	0.70	45	0.049
棉哔叽	1.18	0.70	11	0.052
	1.02	0.70	23	0.057
耐纶	1.02	7.04	15	0.050
混纺哔叽 (70%羊毛 30%奥纶)	1.07	7.04	13	0.049
	1.07	7.04	13	0.049
	1.04	7.04	30	0.057
	1.04	7.04	31	0.067
70%羊毛 30%粘胶	1.70	7.04	15	0.041

从表 3.14 可以看到随着含水量的增加,织物的导热系数是增大的,因而热阻是减小的。将表 2.14 中数据与表 2.10 相比,同种材料的纤维导热系数比织物大得多,这说明纤维制成织物后其中大部分空间充满了空气,而空气的导热系数是很小的。另外环境因素也会对服装热阻产生较大影响。

2.5.2 人体面积

人体表面积的计算方法有很多,目前国际上最常用的是杜波依斯(Du Bois)公式,即

$$A_D = 0.202 \cdot W^{0.425} \cdot H^{0.725} \quad (2.107)$$

式中 A_D ——人体的杜波依斯外表面积, m²;

W ——人的体重, kg;

H ——人的身高, m。

本书有关的计算公式均采用杜波依斯人体外表面积。例如某人身高为 1.73 m, 体重为 70 kg, 他的人体外表面积为 1.829 m²。用式(2.107)计算的结果与真实测量的结果是有一定误差的。有些研究认为, 计算结果比实际值要小一些。不过仍可以用该式来进行有关计算, 因为热平衡方程式的各项均采用同一个式子来计算人体外表面积, 则系统的误差相互抵消了。我国人体外表面积经常用 Stevenson 公式计算, 近年研究表明利用我国实测的数据比 Stevenson 公式计算结果略大。

$$A = 0.61H + 0.128W - 0.1529 \quad (2.108)$$

式中 A ——体表面积, m²;

H ——身高, m;

W ——体重, kg。

另外, 体表面积还可以通过查体表面积测算图进行读取, 见图 2.34。

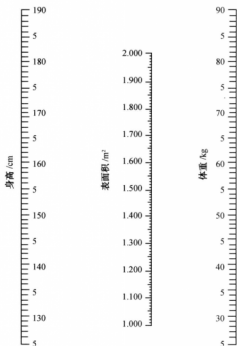


图 2.34 人体表面积测算图

参考文献:

- [1] ASHRAE. ASHRAE Handbook of Fundamentals[M]. Atlanta: American Society of heating refrigerating and air conditioning engineers, 1997.
- [2] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 3 版. 北京: 高等教育出版社, 1998.
- [3] 魏润柏, 徐文华. 热环境[M]. 上海: 同济大学出版社, 1994.
- [4] 郑洁. 绿色建筑热湿环境及保障技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.
- [5] McIntyre DA. 室内气候[M]. 龙惟定, 等, 译. 上海: 上海科技出版社, 1988.
- [6] 魏润柏, 徐文华. 人·环境·服装[M]. 上海: 同济大学出版社, 1988.

3 人体对热环境的生理响应

人体与环境的热交换是一种不断调节的热平衡过程,而在这种过程中,人体的产热和散热与人体的生理系统密切相关。生理系统包括呼吸系统、循环系统、体温调节系统、神经系统、脑系统和视觉系统,相应地,人体对环境的调节方式有热调节、神经调节、脑调节等。因此,从人体生理学角度尤其是从人体自身热平衡的角度来探讨室内热湿环境参数对人体生理的影响,是十分必要的。不同热环境下的人体生理指标可以反映出人体对热环境的适应状况,从而客观地反映出人体的热舒适状况。

3.1 能量代谢与产热

3.1.1 能量代谢基础

新陈代谢是生命的生理特征之一。新陈代谢是指生物体与外界环境之间进行物质交换,并且在体内进行物质转化的过程。它分为合成代谢和分解代谢,前者指机体不断从外界环境中摄取营养物质用于更新自身,并储存能量;后者指机体利用储存的能量分解体内自身物质,以维持体温和各种功能性活动,最后将代谢最终产物排出体外。在新陈代谢过程中,物质和能量的代谢是互相联系伴随发生的。在研究人体与环境的热交换及热舒适时,我们更加关心的是能量代谢(energy metabolism),即伴随物质代谢过程所发生的能量释放、转移、储存和利用的过程。因此,在热舒适研究中所涉及的主要是能量代谢,能量代谢的程度可用能量代谢率来表示。

3.1.2 能量代谢率的测定

3.1.2.1 测定原理

能量代谢率指单位时间内机体能量代谢的速率。由于机体的能量代谢遵循能量守恒定律,即在整个能量转化过程中,机体摄入食物中的化学能与热能和做功,在总量上守恒。所以测定整个机体的能量代谢率,有两个基本途径:途径一,测定单位时间内机体通过能量代谢产生的能量;途径二,测定单位时间内机体代谢产生能量所转化的热量和功。途径一可以通过测定机体在一定时间内所消耗的食物,按照食物的热价计算出其所包含的能量,从而测得机体的能量代谢率。由于机体在一定时间内所消耗的食物量很难测定,因此通常采用途径二,即测定机体在一定时间内所消耗的能量来确定能量代谢率。

3.1.2.2 测定所需参数

1. 食物的热价

1 g 某种食物氧化时所释放的热量,即为某种食物的热价(thermal equivalent of food)。食物的热价单位常用焦耳(J)。食物的热价包括生物热价和物理热价,分别指食物在体内氧化

和体外燃烧时释放的热量。三种主要营养物质的热价见表 3.1,由表中的数据可以看到,糖和脂肪的生物热价和物理热价相等,蛋白质的则不相等,其原因是蛋白质在体内不能被完全氧化,有一部分包含在尿素、尿酸和肌酐等分子中的能量通过尿液被排出体外,还有少部分氮产物通过粪便排出。

2. 食物的氧热价

某种食物氧化时消耗 1 L 氧气所产生的热量,称为这种食物的氧热价(thermal equivalent of oxygen)。氧热价表示了某种物质氧化时耗氧量和产热量之间的关系。由于各种营养物质含碳、氢等元素的比例不同,因此,不同营养物质的氧热价也各不相同,见表 3.1。

表 3.1 三种营养物质氧化时的有关数据^[1]

营养物质 名称	热价/(kJ·g ⁻¹)		氧热价 /(kJ·L ⁻¹)	耗氧量/(L·g ⁻¹)	CO ₂ 产量/(L·g ⁻¹)	呼吸商
	物理热价	生物热价				
糖	17.2	17.2	21.1	0.83	0.83	1.00
脂肪	39.8	39.8	19.6	2.03	1.43	0.706
蛋白质	23.4	18.0	18.9	0.95	0.76	0.802

3. 呼吸商

营养物质在细胞内氧化过程中,需要消耗氧气,并产生二氧化碳,一定时间内机体呼出的二氧化碳量与同一时间内吸入的氧气的量的比值,称为呼吸商(respiratory quotient, RQ)。由于不同物质的化学成分不同,耗氧量与二氧化碳产量也不同,相应的呼吸商也不同,其数值亦可见表 3.1。测算呼吸商时,应以二氧化碳和氧气的摩尔数来计算,由于在同一温度和气压条件下,摩尔数相同的不同气体,其体积相等,因此可以用体积数来计算。

3.1.2.3 测定方法

早在 1780 年,拉瓦瑟(Lavoiser)和拉普拉斯(Laplace)进行了动物产热量的实验。他们测量了置于量热计中的豚鼠的输出热量,并发现其呼吸量与其输出热量有关。直到 1876 年,克劳德·伯纳德(Claude Bernard)出版了他的著作《医学试验研究导论》,其中有对自动调节动态平衡原理的一种理解,即体内环境恒定的一个方面就是将体内温度调节到某个恒定的水平。第一台可用来量测人体总能量输入和输出的人体量热计(human calorimeter)是 19 世纪末由美国的阿特瓦特(Atwater)制造的。这种量热计由一间受试者可在其中生活几天的房间所构成。量出受试者的总热量输出,并与其摄入的食物的含热量作了比较。在考虑了所有可能的散热途径之后,发现从食物中摄入的能量正好等于受试者的总能量输出。测定机体能量代谢率的方法有 3 种:直接测热法、间接测热法和双标记水法。

1. 直接测热法

设法直接测定人体在某一时间段内所放出的热量,其方法是让受试者居于一个隔热的房间内,收集受试者安静状态下在一定时间内散发的总热量,这种方法称为直接测热法(direct calorimetry),其测定的结果不需复杂计算就可获得人体新陈代谢率。但是直接测定法所需仪器设备笨重、复杂,控制实验室的环境条件很困难,测定时间长,常用于科学研究。

2. 间接测热法

根据化学反应中反应物与产物的量之间呈一定比例的关系,即定比定律,就可以测得体内的糖、脂肪和蛋白质氧化分解时的耗氧量和二氧化碳产生量以及释放的热量。间接测热法(direct calorimetry)就是利用这种定比例关系测定受试者在一定时间内产热量的方法,主要是测定人体单位时间内的耗氧量来换算能量代谢率。

3. 双标记水法

双标记水法(doubly labeled water, DLW)则可在受试者自由活动的状态下进行。给予受试者一定量的氘(^2H)和 ^{18}O 标记水 H_2^{18}O 、 H_2^2O ,在一定期间内间断采集尿液,测定氘(^2H)和 ^{18}O 的代谢率。由于氘参加体内的水代谢, ^{18}O 除参加水的代谢外还参与二氧化碳代谢,因此机体二氧化碳产生量可以通过 ^{18}O 代谢率和氘代谢率之差求得。呼吸商则根据受试者实际摄入的食物组成推算得到总的耗氧量。检测使用的双标记水是无放射性的,对健康无不良影响,检测结果较为精确。

3.1.3 基础代谢率

基础代谢率(basal metabolism rate, BMR)指在基础代谢状态下单位时间内的能量代谢率。基础状态是指人在清醒时,为了维持心跳、呼吸及其他一些基本的生理活动,而不受肌肉活动、精神紧张、食物及环境温度等因素影响的状态。测定基础新陈代谢必须在静卧、清醒而无思维活动、进食12~14 h之后、室温保持在20~25℃进行,此时能量消耗主要用于维持血液循环、呼吸等基本生命活动,基础代谢比较稳定。基础代谢率是人体在清醒时最低能量代谢水平。实验证明,个体大小的差异,其能量代谢有较大的差异,若以单位体重的产热量进行比较,身材矮小的人单位体重的产热量高于身材高大的人。研究表明,与机体的心输出量、肺通气量等生理活动指标一样,若以每平方米体表面积产热量进行比较,则不论身材大小,每平方米每小时产热量非常接近。能量代谢率与体重不成比例关系,而与体表面积成正比,因此,能量代谢率常以单位时间内每平方米体表面积的产热量表示(W/m^2 或 $\text{J}/\text{m}^2\cdot\text{h}$)。中国人的基础新陈代谢率可见表3.2。

表 3.2 中国人基础新陈代谢率平均值(W/m^2)^[1]

年龄/岁		11~15	16~17	18~19	20~30	31~40	41~55	51
代谢率/ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$)	男性	54.3	53.7	46.2	43.8	44.1	42.8	41.4
	女性	47.9	50.5	42.8	40.7	40.8	39.5	38.5

3.1.4 影响能量代谢的主要因素

由于人们进行各种活动,人的能量代谢率会在基础代谢的水平上增加。影响实际新陈代谢率的因素非常多,例如肌肉活动、精神活动、环境温度、饮食结构等,因此人的最大新陈代谢率可能是基础新陈代谢率的数倍甚至10倍以上。

3.1.4.1 肌肉活动

肌肉活动对于能量代谢的影响最为显著,机体任何轻微的运动即可提高代谢率。由于个

体的差异,活动时间的不同,实际的能量代谢率会与表中的数据不同。肌肉的活动直接消耗能量,而且在肌肉活动停止后的一段时间内,新陈代谢率有可能仍继续维持在较高的水平。

3.1.4.2 精神活动

精神活动会造成脑组织的血流量增大,能量代谢水平也会提高。在安静状态下,每100 g 脑组织的耗氧量为3~3.5 ml/min,此值为肌肉组织安静时耗氧量的20倍。当人在平静地思考问题时,脑部的能量代谢处于较高水平。不过由于脑的质量在人体总质量中所占比例很小,对整个身体而言,能量代谢率的变化不超过4%。但当机体处于恐惧、愤怒、焦急等紧张状态时,能量代谢率将显著上升。这种上升,一方面是由于中枢神经系统的紧张通过神经传出,直接加强了肌肉的紧张,使肌肉能耗增加;另一方面是由于交感神经兴奋,甲状腺激素、肾上腺激素等刺激代谢的激素释放增多加速了全身各种组织的能量代谢。

3.1.4.3 食物的动力效应

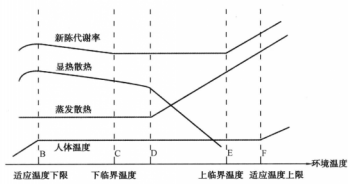
进食也会影响人的新陈代谢率。进食一段时间后,即使在安静状态下,也会出现能量代谢率增加,一般从进食1 h左右开始,延续7~8 h。进食刺激机体额外消耗能量的作用,称为食物的特殊动力效应。实验证明,在三种主要营养物质中,进食蛋白质产生的特殊动力效应最显著,能提供100 kJ能量的蛋白质,在被摄入后所产生的特殊动力可达30 kJ,即进食蛋白质的特殊动力效应约为30%;进食糖和脂肪的特殊动力效应分别为6%和4%左右;进食混合性食物约为10%。

3.1.4.4 环境温度^[2]

环境温度的变化会影响新陈代谢率。在安静状态下,人在环境温度为20~30℃的范围内,能量代谢率是比较稳定的。环境温度低于20℃后,为了补偿人体热量损失的增加,能量代谢率会增加。环境温度低于10℃后增加的幅度加大。寒冷刺激可以引起机体肌肉紧张,甚至寒颤,以增强产热量,保持体温在低温环境中的恒定。当环境温度高于30℃时,神经系统兴奋,并且较高的体温会使体内的化学反应过程加速,呼吸、循环等生理功能也处于较高活动水平,代谢率也会增加。一般来说,体温每上升1℃,基础新陈代谢率会增加13%。环境温度对新陈代谢率的影响可以用能量代谢图来表示(图3.1),该图最早由芒特(Mount)在1974年提出。

图中C—E区称为热中性区域,在一定的进食、活动及着装条件下,新陈代谢率在该区内最小,并且人体可通过自身热调节系统的工作使新陈代谢率基本不变。芒特将图中C—D区称为人体热调节努力最小的区域,即在该区域内,只要依靠表皮组织内毛细血管的收缩或扩张来调节人体皮肤的导热率,就可以维持与环境的热平衡。但是,C—D区域不能简单地认为就是舒适区。因为舒适区的定义本身是模糊的,并不仅仅取决于环境温度,这将在以后有关热舒适的章节中专门讨论。通常,舒适区所处的环境温度范围在C—D区的上端。

图中C点以下的区域表示环境温度较低的区域。在这一区域内,人体出汗及皮肤蒸发等产生的潜热损失为最小,而显热损失却由于人体温度与环境温度之差的增大而增加。为了维持体温恒定,新陈代谢率必须增加,增加的速率与显热散热方式、服装热阻等因素有关。有意识地运动可以使新陈代谢率增加。C点所对应的环境温度称为下临界温度,即当环境温度低

图 3.1 能量代谢率与环境温度^[4]

于此值时,有体温调节机能的生物将会增加其新陈代谢率。当环境温度降至 B 点以下时,人体温度也将下降。B 点称为适应温度下限,对应的新陈代谢率称为顶点代谢率。

图中 D—E 区域内新陈代谢率虽然保持不变,但出于环境温度上升,显热损失下降,带来的潜热损失必须增加,在此区域内人体仍能很好地保持热平衡,增加出汗是最有效的手段。E 点对应的环境温度称为上临界温度。

图中 E 点以上的区域内,新陈代谢率增加,人主要靠出汗来散热。当环境温度升到 F 点以上时,人的体温将上升,该点对应的环境温度称为适应温度上限。体温持续上升会带来危险。

3.2 人体热调节

人体所处的热湿环境是从人体的皮肤表面开始,向外扩展到周围,包括我们呼吸的空气,穿的衣服,各种人类健康和舒适生活所必需的人工冷、热源,气候形成的冷、热、潮湿以及太阳辐射。所有这些环境因素都具有温度这个特征量并以各种形式影响人体皮肤表面的热湿交换。

人体对热湿环境的反应是人体的一种基本生理功能,它表现为人体受到外界刺激而使其状态发生变化,即机体组织、器官的新陈代谢过程产生了变化。人体对热环境的反应可以分为三个带:①身体冷却带(zone of body cooling),在此带内人体之所以能进行体温调节最初是通过血管收缩,继而发生寒战,最后成为不可调节;②蒸发调节带(zone of evaporative regulation),在这气候范围内是通过血管舒张和出汗来进行体温调节和达到热平衡状态;③身体受热带(zone of body heating),这时血管舒张和出汗的调节作用减弱。在身体冷却带与蒸发调节带之间为过渡区(transitional regions),在这个环境温度下人体产生生理性的热平衡,对环境温度的感觉为适中和舒适。人体的不同生理系统对人体进行热调节以使得人体适应热环境。

3.2.1 人体的体温调节

体温调节(temperature regulation)是指有机体具有将体内温度稳定在一个狭小范围^[37]

$\pm 2^{\circ}\text{C}$] 内的能力。人的体温相当稳定,这是由于人类机体有着较完善的体温调节机构,能有效地控制机体的产热和散热过程,使之达到相对的平衡,因而得以维持体温的相对稳定。

人体温度的控制过程可简单描述如下:分布在人体不同部位的外周温度感受器和中枢温度感受器将感受到的温度信息传人体温调节中枢,体温调节中枢把接受到的温度信息进行综合处理后,向体温温度效应器发出相应指令,效应器则根据不同的控制指令进行相应的控制活动:血管扩张或收缩、肌肉运动、汗腺活动等。效应器的这些活动将控制身体产热和散热的动态平衡,从而保证人体温度的相对稳定。

此外,人体在环境温度改变时,还可以通过一系列的行为反应和活动对体温进行调节,以适应环境温度的变化,如增减衣服、运动、创设人工气候环境等,从而达到防暑或御寒的目的。这些行为性体温调节是有意识的活动,说明了人的意识在人体热调节过程中也起着重要作用。体温调节控制系统示意图见图 3.2。

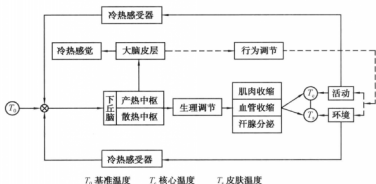


图 3.2 体温调节控制系统示意图

3.2.1.1 组成

1. 温度感受器

人体能够感受外界的温度变化是因为在人体皮肤层中存在温度感受器。温度感受器是人体热调节系统的重要组成部分,当其受到冷热刺激时,就会产生冲动,向大脑发出约 50 mV 左右的脉冲信号为体温调节的中枢感受器输送温度信息。根据温度感受器的分布可以分为外周温度感受器和中枢温度感受器,见图 3.3,具体的温度感受器特性见第 4 章相关内容。

(1) 外周温度感受器 外周温度感受器对温度的感受很灵敏,其分布在全身皮肤或某些黏膜上,并与神经末梢相联系。外周神经感受器能以 0.7 m/s 的速度将受温度刺激导致的兴奋转化为神经冲动,并迅速传到体温调节中枢,从而引起中枢的兴奋。感受热刺激的感受器是 Ruffini 小体,位于皮肤深处 1 mm 真皮与皮下组织中。当温热接触皮肤时,小动脉网血流旺盛,温度上升,从而刺激 Ruffini 小体引起温感。感受冷刺激的感受器是 Krause 小体,位于真皮层中。当寒冷接触皮肤时,Krause 小体受到刺激引起冷觉。关于温度感受器的详细介绍

见下一章有关内容。

(2) 中枢性温度感受器 中枢性温度感受器指的是存在于下丘脑、脑干网状结构、脊髓中的一些对温度变化敏感的神经元。下丘脑前部存在中枢性温度感受器,下丘脑后部可能是对体温信息进行综合处理的部分。也就是说,下丘脑后部能将由中枢神经温度感受器发出的神经冲动和从外周温度感受器传入的神经冲动统一起来,并根据人体当时的体温状态,对体温进行整合调节。脑干网状结构中存在冷感受神经元,受冷刺激时,其放电频率增加。脊髓中的温度感受器可以发放信息刺激下丘脑的前部和视前区,引起体温调节作用。另外,在大静脉血管和肌肉纤维中也存在温度感受器。这些温度感受器由对温度敏感的细胞组成,可起到和皮肤温度感受器一样的作用,并能输送温度信息进入体温调节中枢。

2. 体温调节中枢

体温调节中枢的基本部分位于下丘脑。下丘脑由几个分区组成,其中两个分区控制着温度调节,称之为下丘脑前部(散热中枢)和下丘脑后部(产热中枢)。下丘脑前部的主要作用是促进散热,而后部的主要作用是促进产热达到御寒的目的。体温调节中枢对体温变化极为敏感,体温变化 $0.01\text{ }^{\circ}\text{C}$ 即可刺激中枢引起一系列反射性调节反应。体温调节的最高中枢是大脑皮层。近年来通过下丘脑神经元的电生理学研究证明,体温调节神经元可以分为温度检测器和中间神经元两种类型。下丘脑前部和视前区一带存在着密集的热感受神经元和少数冷感受神经元。这些神经元起到温度检测的作用,而中枢神经元则与检测器的突触联系。生理实验证明,刺激下丘脑前部可引起产热和散热反应,而刺激下丘脑后部则效果不显著。下丘脑前部和视前区存在高频放电的中枢性温度感受神经元,其放电水平与中心温度呈正相关,即当中心温度超过正常温度 $37\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,温度感受神经元受热的刺激放电增多,发放神经冲动使散热中枢兴奋,从而加强散热;同时产热中枢受到抑制从而减少产热。当中心温度低于 $37\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,温度感受神经元的放电减少,使散热反应受到抑制,而产热反应增加。引起温度感受器神经元兴奋的阈值称为调定点。在正常情况下,体温调定点为 $37\text{ }^{\circ}\text{C}$,其变化范围很小,但是调定点也受到多种因素的影响。

3. 效应器

效应器 与控制对象——体温的变化有直接关系,由血管、汗腺和肌肉组成,它可以根据体温调节中枢传来的指令完成相应的动作,从而调节人体的产热和散热情况来控制人体的温度。效应器的生理活动主要包括汗腺活动、血管扩张或收缩、肌肉运动3种:

(1) 汗腺活动 人体有两种汗腺:第一种是大汗腺,局限于腋下阴部区域以及手和脚,它们对体温调节性出汗不起明显作用;第二种是小汗腺,广泛分布于全身,总数约有250万个,由交感神经支配,只在受到刺激时分泌。外分泌的汗是稀的盐溶液,由腺内血浆经过滤而成。汗腺在体表的蒸发将带走体内多余的热量。因此,体温性出汗是人体调节蒸发散热的重要手段。当环境温度高于体表温度或体表温度高于体内深层温度时,皮肤血管扩张的散热机制即告失效,此时体表的汗液蒸发就成为身体向外界散热的唯一途径。

人的汗腺在炎热刺激下分泌活动非常频繁,1 h的发汗量可达 $0.5\sim 4.2\text{ L}$,99%以上的汗是水分,蒸发1 g水,需消耗 2.4 kJ 的热量,故发汗是强有力的散热途径。出汗的速度取决于参与活动的汗腺数量和它的活动强度。影响出汗的因素包括劳动强度、环境气温、湿度、风速

等,劳动强度越大,环境气温越高,出汗量越多速度越快;环境湿度越大,蒸发越困难,体热不易散发,导致出汗增多。反之,则出汗减少。风速大时,汗液易于蒸发,体热易于散发,导致出汗量减少,反之出汗量增多。由此可见,在高温环境中,汗腺活动导致体温调节性出汗对人体热调节起到十分重要的作用。

(2) 血管扩张或收缩 通过辐射、传导和对流等物理散热机制所散失的热量的多少,取决于皮肤和环境之间的温度差,而皮肤温度则为皮肤血流量所控制。因此,皮肤的血流量对体热的发散有重要作用。人体组织的导热系数一般都比较小,所以体内不同部分之间的热量传递主要通过血液流动的对流换热来完成。从传热学的观点出发,如果将血液的对流换热作用折合成对组织导热系数的修正,人体组织中血流量的大小将直接影响人体核心到体表的温度梯度,从而改变人体的散热情况,起到调节体温的作用。

低温环境中,为了防止人体核心温度的降低,身体表层的血流受到抑制,这时皮肤层中的血管收缩,血流量减少,身体表层2~3 cm处的导热性与软木类似,从体核向体表的传热减少。皮肤表面温度下降时,体表的对流和辐射散热也相应减少。

高温环境中,需要加强皮肤散热,防止体核温度过高。这时身体表层的血管扩大,血流量加大,在某些时候可达最低血流量的100倍。血流量的增加提高了皮肤表面温度,促进了对流和辐射换热。当环境温度高于皮肤温度时,皮肤温度的提高也减少了环境向人体的传热。由此可见皮肤血管的扩张或收缩对人体热调节有重要作用。

(3) 肌肉运动 当气温降低时,由于皮肤毛细血管的收缩,皮肤温度降低,也由于高级神经中枢机能灵活性的影响,人的肌肉活动就不十分灵敏、准确,特别是手部肌肉动作精细活动就会感到困难,所以可要求受试者在一定的时间内完成一定的工作,并记录其完成速度和准确度,以测定其肌肉活动情况。肌肉运动是提高身体产热的主要方法,当血管运动的调节不能弥补寒冷引起的散热增大,仅靠基础代谢产热又不足以维持体温时,肌肉运动开始加强以增加产热防止体温下降。当体温低于某一临界值时,身体就会出现寒颤,即原来参与运动的骨骼肌发生不随意的持续的收缩。但这种肌肉运动并不对外做功,收缩所产生的能量大部分转变成热量,从而防止体温进一步下降。寒颤能使产热量比基础状态时增加2~3倍。

寒颤导致产热增加,使皮肤血管扩张,皮肤温度也随之上升,可以保护皮肤组织免受冻伤。但是寒颤时,肌肉节律性的收缩会引起皮肤振动;皮肤振动加强了皮肤表面空气流动,从而增大了皮肤表面对流换热。此外,寒颤还将导致肌肉层血流量的增加,使肌肉层的绝热性下降,增加了从体核向体表的散热。

调节体温的寒颤活动受植物性神经的调节。其主要是调节中枢位于下丘脑后部,由此发出的神经纤维通过中脑、桥脑、延髓下至脊髓侧束,再由前根分布到随意肌。

3.2.1.2 分类

人的体温调节可分为自主性体温调节(autonomic thermoregulation)和行为性体温调节(behavioral thermoregulation)两大类。

1. 自主性体温调节

自主性体温调节是在体温调节中枢的控制下:通过肌肉收缩、血管收缩、汗液分泌等生理调节反应,维持产热和散热过程的动态平衡,使体温保持在相对稳定的状态和水平。是由体

温调节中枢,感受器和效应器组成;是一个由体温自身调节系统,即生物控制系统来完成的。体温调节的主要功能是将人体的核心温度维持在一个适合于生存的较窄的范围内,下丘脑控制的生理性体温调节系统是一个自动控制系统。人体自主性体温调节系统见图 3.3 所示。

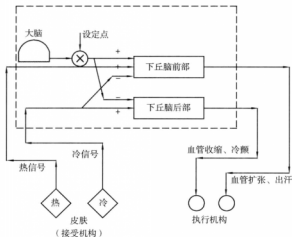


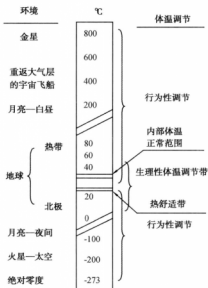
图 3.3 人体体温调节系统工作过程简图^[2]

2. 行为性体温调节

行为性体温调节,是指有意识的调节热平衡的活动,即通过在不同环境中采取姿势和行为来调节热平衡,如穿衣或有目的地利用外界能量以减轻外环境温度对机体的生理热应激(physiological heat strain)作用,从而使体温调节维持在正常范围内。因此,广义上说,体温的行为性调节是体温自主性调节的补充。除衣着外,各种通风采暖和温控设施均可看作是行为性体温调节的延伸。

机体在正常状态时,上述两种体温调节方式都起作用,而首先是采取行为性调节。但体温的生理性调节仍是最基本的调节,任何行为性调节均须遵循生理性调节规律。各种温控审视、调温设计等均应符合体温调节的内在规律,充分利用血管的收缩效应和排汗功能,避免产生寒颤。

在生理温度范围内,机体的体温调节非常精确、有效,随着环境温度的变化,皮温可变动于 20~40℃ 之间,但体温变化不会大于 0.5℃。但生理性体温调节的环境温度上限为 +50℃(炎热沙漠),下限为冰点(0℃)。在温度的大部分范围内人体倾向于使用行为性体温调节,因为组织温度过高和过低以及生理性调节作用(如寒战或出汗)是很不舒适的。温度的舒适带十分狭窄(20~30℃),这个范围与人体安静时(一般衣着)不用费力进行体温调节即可同周围环境保持热平衡的温度水平是一致的。超过这 10℃ 的范围时,体温调节就可能伴有轻度的血管收缩活动。如图 3.4 所示。

图 3.4 环境温度与相应的人体体温调节活性带^[4]

3.2.2 人体的水盐代谢

机体在高温、高湿环境下劳动,主要靠大量出汗蒸发散热来维持机体热平衡,大量出汗不仅丢失水分,而且伴随无机元素、含氮物质和水溶性维生素的损失,以致劳动效率降低并伴有食欲减退,消化吸收不良,而使营养摄入受到限制,严重时将影响机体正常功能,出现水、电解质紊乱。

因此,水盐代谢的平衡对维持正常生命活动起着极重要的作用,水盐代谢的失衡会导致机体的机能障碍,严重时威胁生命。在热环境下大量出汗,容易导致水盐平衡失调,若不进行即时的适当处理,便会影响健康。体内的水及溶解于其中的物质称为体液。正常人的体液量是相对稳定的,因为每日的水与盐的摄入量处于动态平衡。体内水分的保存与氯化钠的含量有密切关系,若体内的盐含量增加,水的含量也会增加。水对生命的维持非常重要。成年人体内水含量约占体重的 60%,因此对体温有很大的缓冲作用。此外,水的蒸发散热量较大,在 37℃ 体温的情况下蒸发 1 g 水可带走热量 2.41 kJ。因此在热环境下汗液蒸发散热对调节体温起着极重要的作用,若在热环境中汗液分泌受阻,可导致中暑,重则导致死亡。

3.2.3 人体的心血管系统

参与体温调节的各个器官系统中,心血管系统起着极重要的作用,因此也是热舒适生理研究中一个重要的主要方面。心血管系统对热环境的反应表现在下列各个方面:

在热环境下,散热中枢活动增强,引起皮肤血管明显扩张,其血流量可增加 15~20 倍,末

稍阻力下降5~7%,致使血压降低,这种降低与周围温度的升高呈平行关系。但是由于颈动脉窦与主动脉弓上的压力感受器对血压的变化很敏感,产生反射性调节,使动脉血压维持在一定的高度,保证心脏与脑有足够的血液供应。高温高湿对心血管的影响更为明显。

3.2.3.1 热环境与血压

有人在可以引起机体过热的高温环境下,对比研究正常大白鼠与有原发性高血压的大白鼠的血压变化情况,发现随着体温升高至42℃,开始血压升高,随后急剧下降(表3.3)。认为这是与高血压者对热敏感、体温调节能力与耐热力较差有关^[4]。

表3.3 高温下大鼠机体过热时血压 mmHg(kPa)的变化^[4]

组别	受热前	机体过热初期	机体过热后期
正常血压组	96(13)	124(17)	急剧下降
原发性高血压组	140(19)	199(27)	急剧下降

在热环境下,散热中枢活动增强,引起皮肤血管明显扩张,其血流量可增加15~20倍,末梢阻力下降5%~7%,致使血压降低,这种降低与周围温度的升高呈平行关系。高温高湿对心血管的影响更为明显,Koswnen等对接受蒸汽浴者进行试验,受热10 min后,收缩压平均增加19% ($P < 0.05$),受热20 min后开始下降,但无显著差异,30 min后,降至低于受热前的水平 ($P < 0.05$)。2小时后的收缩压仍较受热前低 ($P < 0.02$),且在6小时内仍未恢复。舒张压在受热10 min后,从75~90 mmHg(10~12 kPa)降至40~60 mmHg(5.3~8.0 kPa, $P < 0.01$),并且受热30 min以后仍未见恢复。

高温对血压的作用,还与机体受热前原有的血压水平有关。高血压者受热时血压增加数较正常血压者有显著差异 ($P < 0.01$)。

3.2.3.2 热环境与心率

心率是反映环境温度和劳动强度对机体所造成的热负荷大小以及心血管系统紧张程度的指标,它表达了人的心血管系统的紧张程度。因此常用于评价劳动条件、制定劳动和休息制度以及确定耐受时间限度的根据。体力劳动强度越大,心率增加越明显。劳动过程是连续或间歇,对心率也有影响,劳动过程中的心血管紧张度,可在间歇期稍缓和。

心率不仅与劳动强度有关,亦与作业环境气象条件有关。从受试者裸体或者着轻便服静坐在不同气温(在相对湿度70%~80%的条件下)下的试验看出(图3.5),气温在35℃以下时,心率随着衣情况而增减±5次/min,但当室温达38℃以上时,心率持续增加,可高达35次/min,气温40℃,即使是裸体,随受热时间而明显增加,到受热100~120 min时,心率可增加50次/min。

在高湿(相对湿度为80%~90%)、低风速($V \leq 0.3$ m/s)环境中,受试者分别在气温26℃、28℃下从事同一强度体力活动时,心率的增加值无明显差异,而在31℃时即见显著统计学意义($P \leq 0.01$)。同时还发现,劳动过程中心率增加达到稳定的时间,亦随温度的升高而延长,如表3.4。空气温度为31℃,当风速由0.3 m/s提高到1.0 m/s时,心率明显下降,达到稳定的时间亦明显缩短,基本上与28℃($V < 0.3$ m/s)时相似,这说明风速对劳动时心率

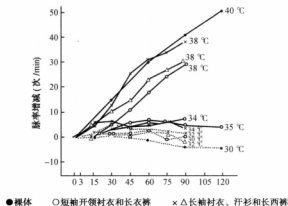


图 3.5 在不同气温(相对湿度 70%~80%)作用下静坐者的脉率变化^[4]

有一定影响。研究表明,脸部受冷风刺激可使心率徐缓,因风速可加速脸部及全身对流与蒸发散热,减轻机体热负荷,使心血管系统紧张度下降。

表 3.4 不同气温下劳动时心率达到稳定所需的时间^[4]

气温/℃	气湿/%	风速/(M·s ⁻¹)	达到稳定的时间/min	
			X ± SD	范围
26	80~90	<0.3	7.3 ± 2.5	5~10 7~10 13~15 9
28	80~90	<0.3	9.0 ± 1.7	
31	80~90	<0.1	14.9 ± 1.4	
31	80~90	1.0	9.0 ± 0	

注: NS 无差异 * $P < 0.01$ 。

劳动强度相同的情况下,心率的恢复过程随环境温度的升高而减慢。高湿低风速条件下,气温 26℃、28℃时,恢复期第 1 min 的心率下降分别为 23.9% 和 20.7%,而 31℃ 时心率恢复明显减慢,仅下降 15.7%,其差异具有显著意义 ($P \leq 0.01$)。当风速由 0.3 m/s 增大至 1.0 m/s 时,即使在 31℃ 气温下,仍能使心率明显下降 25.7% ($P \leq 0.01$),同时恢复期缩短。这与于永中等的观察结果基本一致。同时还看到,活动后由于仍在湿热环境下休息,使得每次间歇期的心率恢复速度逐渐减慢,其心率并呈进行性增加,31℃ 时更为明显,这也与 Brouha 报道的一致。我们还观察到定量活动的被试者,恢复期第 3 min 的心率较第 1 min 的心率要高出许多(10 次/min 以上),即所谓“反常恢复曲线”。Brouha 曾指出,这种现象多出现在活动后在安静坐位休息时,由于血流阻留在下肢,静脉回流不足,通过反射引起心率加速。

在炎热环境中,人体对体温的生理调节方式主要以散热为主,遇高温时机体会出现心率增加和血压降低等一系列心血管系统的生理反应。人体处于高温热环境中,机体的第一个适

应过程是皮肤末梢毛细血管扩张,皮肤温度升高,从而使辐射和传导对流散热增加。末梢血管扩张的结果可导致血压下降,但在正常情况立即由脉搏的增加和血流的重新分配所补偿。有文献报道,高温环境下,皮肤血管扩张,血流量增加 15 ~ 20 倍,末梢血管阻力降低 5% ~ 7%;高温作用 50 ~ 60 min 后,体温可上升 1.2 ~ 2.0 °C,心率增加 45%,脉搏输出量增加 15%,心输出量增加 128%;舒张压下降 45% (24 mmHg),收缩压上升 8% (9 mmHg),脉压差增加 78%。因此,观察皮温、心率、血压和皮肤血流的变化,可以了解机体对热环境的生理反应情况。

笔者认为如果人体对环境的应激超过了生理性调节范围,如外部的热刺激过强或过长,则有可能引起生理功能的紊乱,出现一系列神经精神反应现象,如易疲劳、烦躁、无食欲等,有时甚至发生疾病,如中暑等。

3.3 不同热湿环境下人体生理参数研究

3.3.1 人体温度

人体通过获取食物来维持相对恒定的体温,同时也会通过对流、辐射和汗液蒸发等方式从环境中获得或失掉热量。人体的生理机能决定了必须要维持体温近似恒定才能保证人体的各项功能正常。所以人体的生理反应总是努力去维持人体重要器官的温度相对稳定。通常所说的人体温度包括人体核心温度、皮肤温度及整个人体的平均温度。这些温度在以后的章节会被经常用到,因此,本节着重介绍它们的定义、生理机制、测量方法以及与外界环境的相互关系。

3.3.1.1 核心温度

人体的核心温度 t_{co} (core temperature) 表征人体内部的温度,因而也被称为内部温度。通俗的讲,也就是日常生活中所说的体温。人和高等动物都具有恒定的体温,不因外界环境的改变或人体活动情况的不同而产生显著的变化。体温的维持依赖于体内不断进行的新陈代谢所产生的热量,而体温恒定又是人体新陈代谢及一切生命活动正常进行的必要条件。然而,核心温度并没有一个非常明确的严格的定义,一般描述为从人体皮肤向内到某一深层开始作为人体核心,并且由于人体内各器官的代谢水平及散热条件不同,各部分的体温是不完全相同的,但差异不超过 1 °C。肝脏代谢旺盛,产热较多,为全身最高;脑次之;肾脏、胰腺、十二指肠等稍低,直肠更低。血液在体内不断循环流动使各器官的温度比较趋于一致,因此,深部的血液温度可以作为核心温度的平均值。

在正常生理情况下,体温可随昼夜、年龄、性别、环境温度、精神紧张和体力劳动等情况而变化。在测定体温时,要考虑到这些情况。

在实际测量中,由于深部温度难以测量,通常可以测定人的三个部位:中耳、食道或直肠。由中耳测得的鼓膜温度可以很好的表征脑部血流温度,而脑血流的温度对人体热调节系统起着十分重要的作用。食道中央部分的温度与右心的温度大致相等,而且体温调节反应的时间过程与食道温度变化过程一致,因此,食道温度从方位上讲是处于人体比较核心的部位,它的温度可以反映动脉血液的温度。直肠温度相对上述两种温度来说,由于测量更为方便,所以

实用更广泛一些。当然,上述三种温度的测定结果是有所差别的。一般来说,直肠温度 = 人脑温度 = 食道温度 + 0.6 °C。直肠温度可大约代表人体 20% 质量的温度,而食道温度大约代表人体 80% 质量温度。

严格地说,人体核心温度应当是人体内部的平均温度,但为方便起见,也常用直肠温度来代表核心温度。临床上通常用口腔温度、直肠温度和腋窝温度来代表体温。直肠温度的正常值为 36.9 ~ 37.9 °C,但易受下肢温度影响。当下肢冰冷时,由于下肢血液回流至髂静脉时的血液温度较低,会降低直肠温度;口腔温度(舌下部)平均比口腔温度低 0.3 °C,但口腔温度很容易受外界干扰的影响而失真,如用口呼吸、喝冷热饮料等,所以必须在停止进食后一定时间再测定;腋窝温度平均比口腔温度低 0.4 °C,但由于腋窝不是密闭体腔,易受环境温度、出汗和测量姿势的影响,不易正确测定,因此,在测定腋窝温度时必须使上臂紧贴上身并保持 5 ~ 10 min,以保证人体内的热量传来,否则可能仅仅测得了腋窝处的皮肤表面温度。我国成年人的正常体温可见表 3.5。

表 3.5 我国成年人的正常体温

测定部位	正常范围/°C	平均值/°C	标准偏差/°C
腋窝	36.0 ~ 37.4	36.79	0.357
口腔	36.7 ~ 37.7	37.19	0.249
直肠	36.9 ~ 37.9	37.47	0.251

3.3.1.2 皮肤温度

人体的外周组织即表层,包括皮肤、皮下组织和肌肉等的温度称为表层温度,人体表层最外层温度,叫做皮肤温度,也称为体表温度 t_{sk} (skin temperature)。因为皮肤在身体表面,散热条件好,因此,与核心温度相比,皮肤温度一般小于核心温度,由于外界条件的不同,人的皮肤温度 t_{sk} 可在较大范围内变化,可能在 15 ~ 42 °C 之间。另外,人体不同部位的皮肤温度也有较明显的差异。皮肤温度在研究人体与环境的热交换中具有很重要的意义,它直接影响人体的显热散热量。为了方便起见,在有关的散热计算中所采用的是人体皮肤的平均温度 t_{msk} (mean skin temperature)。

皮肤是人体中表面积最大的器官,由表皮、真皮、皮下组织和皮肤附件构成。表皮是皮肤表层的上皮细胞,其厚度因部位不同而异,平均厚度为 0.026 mm。表皮从外到内又可分为 5 层,分别是基底层、棘层、颗粒层、透明层和角质层。真皮主要由结缔组织构成,包括纤维、基质、细胞成分、血管、淋巴管及神经等。真皮层平均厚度为 0.5 ~ 2.0 mm。真皮深面为浅筋膜脂肪层,是热的不良导体,能限制外界的辐射热进入体内,又可防止体内热量的过多散发。皮肤的血管全部分布在真皮内,表皮的营养和物质代谢依赖于真皮浅层的毛细血管网。真皮乳头中有丰富的血管或神经末梢,分别称为血管乳头及神经乳头。真皮内存在毛细血管组成的网络,血管直径为 3 ~ 10 μm ,散布于致密结缔组织之间。处于真皮与表皮之间的基底层的毛细血管能够极为接近表皮的表层,甚至使用光学显微镜就可以在活体上观察到。真皮的毛细血管可以通过舒张和收缩来调节其血流,从而影响局部皮肤的热量散失。

皮肤温度为皮肤血流量所控制。皮肤血液循环的特点是,分布到皮肤的动脉穿透隔热组织(脂肪组织等),在乳头下层形成动脉网;皮下的毛细血管异常弯曲,进而形成丰富的静脉丛;皮下还有大量的动-静脉吻合支,这些结构特点决定了皮肤的血流量可以在很大范围内变动。人体的体温调节机制通过交感神经系统控制着皮肤血管的口径。增减皮肤血流量以改变皮肤温度,从而使散热量符合当时条件下体热平衡的要求。在寒冷时,体温调节中枢传来的交感神经兴奋使皮肤血管收缩,血流量因而减少,此时人体深部的热量很少能带至体表,热量只能通过由深层组织向皮肤的传导来进行。因此,皮肤温度降低,皮肤与环境间的温度差变小,从而尽量减少向环境的散热。相反,当环境温度升高时,通过体温调节的作用降低了交感神经的紧张性活动,皮肤血管舒张,通过皮肤的血流量增加,致使身体内部的热量迅速带至体表而使散热增加。总之,凡是能影响皮肤血管舒缩的因素(如环境温度变化或精神紧张等)都能改变皮肤的温度。人情绪激动时,由于血管紧张度增加,皮肤温度,特别是手的皮肤温度显著降低。例如手指的皮肤温度可从 30°C 骤降到 24°C 。当然情绪激动的原因解除后,皮肤温度会逐渐恢复。此外,当发汗时由于蒸发散热的缘故,皮肤温度也会出现波动。由于皮肤温度的变化与血管舒缩的关系十分密切,因此,皮肤温度在一定程度上可以反映血管的功能状态,临床上常用测量皮肤温度的方法来诊断周围血管的疾病。

皮肤温度是反应环境气候条件及身体外在条件(身体活动与服装)对人体影响的重要生理指标。人体体温调节的紧张度,不仅反映在体温的升高上,在很大程度上还反映在皮肤温度的变化上。具体地说,在温度开始升高时,机体的第一个适应过程是皮肤末梢毛细血管扩张,皮肤温度升高,从而使辐射和传导对流散热增加。末梢血管扩张的结果可导致血压下降,但在正常情况下立即由脉搏的增加和血流的重新分配所补偿。同时,血液稀释使血流量增加亦可使血压有所增加。气温继续增加时,汗腺的活动显著增加,使蒸发散热逐渐成为主要的散热方式(人体皮肤约有200万~250万个汗腺,当皮肤温度为 34°C 时每蒸发1g水分可散失热量2.4kJ)。当温度降低时,通过中枢神经系统的调节,人体皮肤的末梢毛细血管收缩,血流量减少,皮肤温度减低而使辐射、传导和对流散热减少。在低温时,人常常蜷缩起来,也是为了尽可能使体表面积减少从而达到减少散热的目的。在低温时,人的食欲常增加以使产热增加而维持热平衡。寒冷的环境还能使机体甲状腺的活动和内脏器官的代谢活动增加。

人体的皮肤温度除了受微小气候的影响而发生变化外,还受其他因素的影响。例如,皮下组织的脂肪层厚,皮肤温度就低;脂肪层薄,皮肤温度就高。性别对皮温亦有影响,女性的皮肤温度通常比男性低。身体各不同部位的皮肤温度由于受到衣着、局部毛细血管的分布、距离心脏的远近、局部汗腺分泌活动等因素的影响,其数值是不一样的。在微小气候发生变化时,身体各部位皮肤温度的变化情况也不尽相同。因此不能简单地任意测定身体某一点或任意测定某几点的皮肤温度来代表全身平均皮肤温度。

研究者发现,裸体的或者穿着轻装的人在感到热舒适的环境中,人体各不同部位的皮肤温度比较一致。奥利森和范格尔对穿着0.6 clo服装的16个男性及16个女性进行了测定,发现在热舒适环境中总体的皮肤平均温度为 33.5°C ,不同的人之间的标准偏差为 0.5°C ,不同的身体部位的标准偏差为 1.2°C 。女性的皮肤温度分布不均匀性比男性大,主要是女性的脚部温度较低(约 31.2°C),而男性较高(约 33.3°C),其他身体部位相差不大。在冷的环境中

或穿着服装较多时,皮肤温度分布不均匀程度会增加。环境温度越低,不均匀程度越大。图 3.6 表示裸体男性在气温 11℃ 的室内 1 小时后各部位的温度。从图中可以看到肘部的凸出部位皮肤温度最低,而脊柱部分皮肤温度最高。

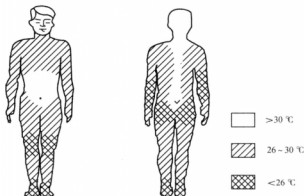


图 3.6 裸体男性各部分温度^[2]

皮肤表面温度是评价环境温度的指标之一。它与体感温度有较好的相互关系,它是生物体和周围环境之间进行热交换所形成的生理状态值。在炎热环境下皮肤表面温度对全身而言可认为是均等的,其他一般情况下各部位是不同的,由于人体各部位的皮肤温度有所不同,因此通常选择人体皮肤具有代表性的测点的温度来加权平均体表温度,权重一般为测点所在部位的皮肤占人体皮肤总面积的相对面积。以往广泛采用算术平均或用皮肤面积比率加权的各种平均化公式,求得存在局部差异的皮肤温度的平均值。

皮肤平均温度由所测体表各部位的温度加权后得到。取点的位置及数量将直接影响所得的数据,因此也进行了专门的研究,提出了几种常用的取点方法。表 3.6 列举了两种取点法及相应的加权系数,表 3.7 汇总了一些常见的计算平均皮肤温度公式。

表 3.6 测定皮肤平均温度的两种方法^[2]

取点位置	加权系数	
	哈迪-杜波伊斯(1938)	莱曼纳散(1964)
头	0.07	
胸	0.175	0.3
背	0.175	
上臂	0.07	0.3
小臂	0.07	
手	0.05	
大腿	0.19	0.2
小腿	0.20	0.2

表 3.7 平均皮肤温度公式示例

方 法	公 式
3 点法:	平均皮肤温度 = $50T_{\text{手}} + 0.36T_{\text{小腿}} + 0.14T_{\text{前臂}}$
4 点法:	平均皮肤温度 = $0.34T_{\text{手}} + 0.33T_{\text{腿}} + 0.18T_{\text{大腿}} + 0.16T_{\text{前臂}}$
6 点法:	平均皮肤温度 = $0.14T_{\text{足背}} + 0.19T_{\text{手}} + 0.19T_{\text{背}} + 0.32T_{\text{腿}} + 0.11T_{\text{前臂}} + 0.05T_{\text{手掌}}$
7 点法:	平均皮肤温度 = $0.07T_{\text{前额}} + 0.35T_{\text{手}} + 0.19T_{\text{腿}} + 0.13T_{\text{小腿}} + 0.07T_{\text{前腿}} + 0.14T_{\text{前臂}} + 0.05T_{\text{手掌}}$
10 点法:	平均皮肤温度 = $0.05T_{\text{足背}} + 0.150T_{\text{小腿}} + 0.150T_{\text{前腿}} + 0.125T_{\text{中腿}} + 0.125T_{\text{背}} + 0.125T_{\text{手}} + 0.070T_{\text{上臂}} + 0.070T_{\text{前臂}} + 0.060T_{\text{手}} + 0.100T_{\text{腿}}$

皮肤温度测量过程,虽然看起来很容易,但是却有着复杂的测量机理。体表温度是由局部的血流量、下层组织的导热情况和表皮的散热情况等多种因素决定的,因此测量皮肤温度要考虑到多方面的影响。

皮肤温度测量方法有直接测量和间接测量两种方法:

(1)直接测量法 用若干皮肤温度感测器(如热敏电阻、热电偶等)贴于人体的不同部位,然后由各点测得皮肤温度。由于热电偶的尺寸可以做得非常小,所以能够比较精确地测量出某一点处的温度。由于人体各部位的皮肤温度有差异,因此测点位置的选择对于求取平均皮肤温度尤为重要。

(2)间接测量法 即借助红外线摄像仪将人体各部位的皮肤温度辐射热用不同的色彩显示到屏幕上。这种方法的优点是可以随时给出完整的人体皮肤温度分布情况,而不像直接测定法那样只能获得间断的有限的的数据。但此法不能测定着装人体的皮肤温度,并且在数据采集及处理上不如直接测定法简单。

3.3.1.3 人体平均温度

人体平均温度 t_b (mean body temperature) 不是一个实际测定的温度,通常采用对人体核心温度及皮肤温度的加权计算而得出。在热平衡方程式中计算人体蓄热率时用到人体平均温度,其计算式如下:

$$t_b = 0.9t_{co} + 0.1t_{msk} \quad (\text{在热环境中}) \quad (3.1)$$

$$t_b = 0.67t_{co} + 0.33t_{msk} \quad (\text{在冷环境中}) \quad (3.2)$$

因为在冷环境中,人体皮肤层内血管收缩,血流量减少,因此身体的“热核心”所占的比例减少,其相应的加权系数也减小。

3.3.1.4 人体温度感受器

另外,人体之所以能够感受外界温度的变化是因为在人体皮肤表层中存在温度感受器,当它们受到冷热刺激时,就会产生冲动,向大脑发出约 50 mV 左右的脉冲信号。

除人体皮肤中存在温度感受器外,人体体内的某些粘膜和腹腔内脏等处也存在温度感受器,这些均可称作人体的外周温度感受器。

根据温度感受器对动态刺激的反应特性,可以将它们分为热感受器和冷感受器两种。不

管初始温度如何,热感受器总是对热刺激产生一个大的激越脉冲,而冷刺激下,应激性被短暂地抑制。与此相反,冷感受器只对冷刺激产生冲动,在热刺激下被抑制。当皮肤温度和人体核心温度改变时,温度感受器受到这种变化,产生瞬态的冷热感觉,同时发放脉冲信号,通过脊髓传递到大脑。热感受器与冷感受器的信号在传输过程中是分开传送的,在中枢神经系统的不同层次进行整合,产生对应的冷感觉和热感觉,同时对产热和散热的过程进行促进或抑制。

冷感受器和热感受器在皮肤中的分布密度是不同的,冷感受器的数目要多于热感受器,这也决定了人体对冷感觉的反应比对热感觉的反应更敏感。

3.3.1.5 不同热湿环境下人体温度的研究

皮肤是整个温度控制系统的重要环节,它具有感受外界温度变化,修正控制系统和最终执行控制结果的双重作用。体内温度(核心)之所以能够维持恒定,很大程度上依靠改变体表温度(外壳)而实现。体表温度是构成核心——体表——环境温度梯度的中间阶段,是决定热交换数量和方向的基础,因而研究人体体表温度在各种环境下的分布特征,具有多方面重要意义。

有研究者通过对冬季自然工况和空调工况下男女青年手部、小臂、小腿等部位温度进行测试,发现随着测试时间的延长皮肤温度均有明显的降低趋势,差别在于在不同的工况下,同一部位温度降低的程度各不相同。并且得出在自然低温环境下,体表温度降低的幅度大于空调环境下对应部位皮肤温度降低的幅度。

通过前面的介绍,我们知道环境温度对人体皮肤温度有很大的影响。一些研究者对不同环境温度条件下人体体表温度的研究,得出二者之间的联系,如表 3.8。

表 3.8 体表温度—环境温度回归方程

部 位	男青年	女青年
额 头	$Y = 0.28X + 25.84$	$Y = 0.241X + 27.05$
胸 口	$Y = 0.26X + 26.76$	$Y = 0.20X + 28.334$
背 部	$Y = 0.35X + 23.646$	$Y = 0.257X + 26.52$
上 臂	$Y = 0.25X + 26.43$	$Y = 0.31X + 23.99$
小 臂	$Y = 0.33X + 23.76$	$Y = 0.31X + 24.14$
手	$Y = 0.41X + 21.42$	$Y = 0.36X + 22.84$
大 腿	$Y = 0.31X + 24.18$	$Y = 0.24X + 25.8$
小 腿	$Y = 0.371X + 20.91$	$Y = 0.375X + 20.45$
体表平均	$Y = 0.458X + 19.651$	$Y = 0.23X + 25.774$

人们在日常生活中经常会经历一些环境突变的环境,如夏季人们从空调房间进入酷热的户外,冬季从采暖房间进入寒冷的户外等等。重庆大学李百战课题组等通过对空调工况——高温工况——吹风工况下人体各部分体表温度的研究,发现从不同的自然环境进入吹风工况时,体表各部位温度迅速降低,但下降程度各处有所不同,之后温度又有缓慢上升的趋势,最后达到新的平衡。受试者从空调环境进入高温环境时,男青年躯干部位背部温度升高幅度大于胸口部位温度,四肢部位中小腿部位温度变化幅度最大,且为全身升高幅度最大部位,上臂

变化幅度最小,额头代表头部,升高幅度也较大;女青年躯干部位,躯干部位前后温度上升幅度差别不大,四肢小腿部位变化最大,手部变化最小。由高温环境进入吹风环境时,男女青年胸口部位温度降低幅度最大,小腿部位温度变化幅度最小。

增大空气流速,人体的对流散热量也将增大,连续吹风对人体的皮肤温度有一定的影响,如图 3.7。受吹风的影响,各点体表温度变化的大小顺序为手掌温度、手臂温度、大腿温度、额头温度、胸部温度和背部温度。首先,手掌、手臂和大腿是暴露在空气中的,易受外界环境改变的影响,其中人体各部分的温度的温热感觉不相同,手掌、手臂、大腿部位容易产生冷感觉,对冷刺激敏感,三个部位在整个吹风过程中下降的温度分别为 4.2°C 、 2.9°C 和 2.4°C 。相比较而言,平均体表温度在持续吹风下的变化比较平和,变化幅度都在 2°C 以内,吹风的 5 min 时刻较吹风前有明显的下降,此后这种下降趋势减缓,以至在吹风的最后 10 min 内,平均体表温度近似没有变化。说明人体的冷感受器在受到冷刺激时,首先引起体表温度的下降,当下丘脑后部从冷感受器接受到温度信号后,指示皮下血管收缩来减少身体表层的血流量,通过这种方式降低体表温度以减少人体辐射和对流热损失。

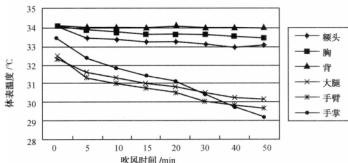


图 3.7 持续吹风下人体不同部位体表温度变化

实验证明,在定量负荷运动时,人体体温升高。常参加锻炼的人体温会保持在 37.5°C ,不参加锻炼的人升高达 37.9°C 。不常参加锻炼的人,当体温达到 38°C 时运动能力开始迅速下降,而训练有素的人,体温在运动中可达 38.9°C ,马拉松运动员运动时体内可达 $40 \sim 41^{\circ}\text{C}$ 。这说明经常参加锻炼的人对热的耐受能力强。

笔者以为,人体温度是表示人体的一种生理状态,人体温度的变化是人体对热环境变化的一种生理响应,是一种评价外界热湿环境对人体的影响程度的客观、可靠的指标。在后面提到的热舒适研究中,人体温度将作为反映人体的热感觉以及舒适性的重要参数之一。

3.3.2 人体出汗

不论在炎热条件下还是在舒适环境中,通过排汗达到蒸发散热的调节是人体热调节系统中主要的热调节机能。出汗分为非显性出汗和显性出汗两种方式。人体在任何温度下皮肤表面均有汗液蒸发,只是在温度较低时蒸发量比较少,因而自己感觉不到出汗,此时即为非显性出汗。当温度增高人体开始显性出汗(即能看到皮肤表面有汗液)时,说明此时人体以对

流、传导和辐射等方式散热已嫌不足,必须以蒸发散热来补充。大量出汗可以作为体温调节过程紧张的特征之一。

3.3.2.1 汗液分泌机理

人体分布在全身的汗腺约有 200 万~500 万个,密度为 80~600 个/cm²。成人汗腺的分布极有规律,手掌、足底、腋窝最多,然后是额头、四肢、躯干依次递减。出汗量多的部位是前额、颈、躯干部的后后面和手背,而四肢则出汗较少。人体各部位出汗分布参见表 3.9。

表 3.9 人体各部位出汗量比例/%

部 位	出汗量相对值	部 位	出汗量相对值
头	12.8~12.9	前臂	4.0~4.3
胸	14.6~15.0	手	4.5~5.0
背	9.9~10.2	大腿	14.2~15.6
腹	13.6~13.9	小腿	4.5~4.9
腰	12.2~12.6	脚	3.6~3.9
上臂	4.1~4.5		

人体出汗蒸发散热分为非显性出汗和显性出汗两种方式。

①非显性出汗。皮肤表面水分被动扩散引起的蒸发成为非显性出汗,是指人体中的水分直接渗透到体表汽化蒸发的现象,这种水分蒸发不为人们所察觉,并与汗腺的活动无关。即使处于低温中,没有汗液分泌时,皮肤和呼吸道也不断有水分渗出而被蒸发掉,并持续不断地进行。虽然非显性出汗也是参与体热平衡的因素之一,但是不受人体生理性体温调节机制的控制。在室温 30℃ 以下时,非显性出汗的水分相当恒定,为 12~15 g/(h·m²) 水分被蒸发,其中一半是呼吸道蒸发的水分;另一半的水分是由皮肤的组织间隙直接渗出而蒸发的。

②显性出汗。当环境温度较高,靠显热交换和非显性出汗不足以维持人体热平衡时,皮肤主动排汗增加水分蒸发。汗腺分泌汗液是人体可以感觉到的,因此汗液的蒸发称为显性出汗。值得注意的是,汗液必须在皮肤表面汽化,才能吸收人体的热量,达到散热的效果,如果汗滴只是离开了皮肤,则带走的热量就很少了。在热环境下,显性出汗是人体重要的散热途径。

3.3.2.2 出汗临界温度

出汗量的增加可以通过增加参与出汗的汗腺数量和每个汗腺的发挥作用来实现。Randall 在 1946—1947 年的研究过程中提出加热局部皮肤,其主要目的就是增加单个汗腺的输出量,而不是刺激增加汗腺的数目来提高出汗量。Kuno 于 1956 年指出:当开始出汗时整个人体是同时出汗的,尽管开始时不同的排汗量使之显得参差不齐。而 Houdas and Ring 在 1982 的研究中提到出汗并不是全身同时发生的,在出汗发生时,首先是额头,然后是上臂、手、大腿、背部和腹部;McIntyre 在 1980 年也提出过不同的出汗顺序。

1982 年,Hensel 研究表明在重复的连续热暴露下,出汗的初始汗腺数目会下降,出汗的温

度敏感度会上升,这就是环境适应性,环境适应性会在连续暴露此环境约一个星期以上时出现。长期处于高温暴露中,出汗设置点数目的下降可以减少出汗对生理的影响。

Hammel 的研究表明,人体的汗腺活动存在临界温度。当下丘脑温度超过出汗临界温度 t_{cr}^w 时,汗腺活动才被驱动;否则不存在体温性调节出汗。HucKaba 进一步指出,人从进入高温环境到开始出汗存在一个时间上的滞后。滞后时间的长短和环境条件以及人员的活动水平有关,并且这个滞后时间对于不同个体存在较大的差别。对于高温炎热的生理反应主要是汗液蒸发这一物理调节,但是对于温度刺激最早出现、又是最基本的、耗能最少的调节反应却是通过扩张血管增加皮肤层的血流量强化体核向体表传热的血管运动。因此汗腺活动规律应为:当人进入高温环境后,首先是血管运动开始工作,增加皮肤层的血流量加强人体的散热;当血管运动的调节不能满足人体散热的要求时,热积产生,体温开始上升;当体温上升到一定水平后,汗腺被激活,体温调节性出汗开始。

那么对于出汗的临界温度,它受到环境条件、人员活动水平、心理状态等多种因素的影响,并且临界出汗温度的值存在较大的个体差异。Shitzer 提出了如下的计算方式:

$$t_{cr}^w = t_{hyp}^{bas} - 0.144(t_s - t_s^{bas}) - 1.46 \left(\frac{\phi_{nr} - \phi_{m}}{\phi_{n,max}} \right) + 0.1837 \left(\frac{36.5 - t_s}{36.5 - t_s^{bas}} \right) \quad (3.3)$$

式中 t_{cr}^w ——出汗临界温度,℃;

t_{hyp}^{bas} ——基础(中性)状态下的下丘脑温度;在此取 37℃;

t_s^{bas} ——基础(中性)状态下平均皮肤温度,℃;

t_s ——实际平均皮肤温度,℃;

ϕ_m ——中性状态下人体代谢产热热流量,W;

ϕ_{nr} ——实际人体代谢产热热流量,W;

$\phi_{n,max}$ ——最大代谢产热热流量,W。

$\phi_{n,max}$ 的计算公式为:

$$\phi_{n,max} = 0.3543m \cdot (56.592 - 0.395A) \quad (3.4)$$

式中 m ——体重,kg;

A ——体表面积,m²。

3.3.2.3 出汗蒸发散热的影响因素

1. 环境温度

在微热环境的四个要素中,环境温度对人体的热调节起着主要的作用。当环境温度上升至 28~29℃ 以上时,安静状态的人也有明显的出汗。气温继续增加时,汗腺的活动显著增加,使蒸发散热逐渐成为主要的散热方式。根据上海第一医学院环境卫生学教研组的研究结果,当气温在 32℃ 以上时,人体出汗开始显著增加,当气温在 33℃ 以上时,出汗几乎已成为唯一的散热方式。在一定范围内,出汗量与气温之间存在着正比关系,环境温度愈高,出汗量愈多,在炎热的夏天,每小时可出汗 400~500g。

2. 风速

风速对汗液蒸发的影响十分明显,风速越大,汗液蒸发量也越大。但风速不能无限地促进蒸发。一般来说,当风速提高到 3.6m/s 时,水分蒸发量就不再明显增加。风速除影响汗

液蒸发外,同时也间接影响出汗速度。风速大可使水汽扩散速度加快,有利于皮肤上的汗液蒸发,蒸发散热增加则皮肤温度降低,可使出汗量减少。在风速小的环境中,汗液不易蒸发,体热蓄积和体温升高,刺激发汗中枢引起大量出汗。

3. 环境湿度

高温高湿对人体的热平衡有非常不利的影响。在高温环境空气中湿度较大时,汗液不易蒸发,人体散热受到阻碍,导致热平衡的破坏。体热不能散失而蓄积于体内,于是刺激散热中枢,使汗液分泌量大大增加。而在干燥气候地区(沙漠地区),空气中湿度低,汗液蒸发较快。

4. 代谢产热水平

人们进行体力劳动和体育锻炼时,代谢产热量会成倍增加,血液温度上升,刺激散热中枢引起皮肤血管扩张,全身汗液分泌量增加。活动强度愈大,产热量越高,则出汗量越多。

5. 热习服

习服是指在一种环境中待上一段时间后产生习惯性的适应。在热环境中习服的人,出汗临界温度略有降低,最大出汗机能加强,出汗量比未经习服的人增多,大约可增加50%左右。

6. 大气压力

一般认为,在低气压环境和高原地区,汗液蒸发速度比海平面快一些。随着气压降低,空气密度减小,蒸发散热系数增加,蒸发速度加快。

7. 出汗散热的年龄与性别

①婴幼儿 婴幼儿的单个汗腺平均分泌功能比成人低,但汗腺的密度为成人的数倍,故平均发汗量仍然很高。婴幼儿的发汗量季节性差异不大,几乎无性别差异。

②青春期 青春后期,女性发汗的体温略高于男性,发汗量也较少。原因可能与能量代谢、皮下脂肪、皮肤血流量的差异以及女性的继发性化学调节等因素有关,另就汗腺本身的分泌功能来说,女性亦低于男性,但汗液中NaCl含量则高于男性。

③老年 老年人发汗活动减弱,对暑热负荷的反应迟钝,但老年人发汗的体温阈值增高,女性尤为显著。研究表明,高温热暴露环境下,老年人开始出汗的时间要晚于青年人,且老年人的出汗率也明显较低。

8. 工作时间

在工作班的初期和后期所测量的生理反应通常是不同。由于汗腺疲劳,8小时高温作业期间出汗率显现逐渐降低,后4小时的出汗率低于前4个小时。

3.3.2.4 出汗程度的间接测量方法

1. 基本方法

长期研究多种生理参数测试发现,在热湿环境下,人体热不舒适性和出汗密切相关,且出汗又比较容易快速检测,故选择出汗作为热不舒适的主要反应指标。常见的汗分泌机能检查的方法有秤重法、碘淀粉反应法和直接观察法等,但这些方法大都比较复杂,使用起来不是很方便。研究发现,人体皮肤表面阻抗发生变化的外周机制与汗腺活动有明显关系。汗液中存在大量的电解质,当汗腺活动发生变化、出汗水平改变时,皮肤的导电性就会有明显的改变,体表电阻抗的测量可以用于间接测量出汗程度。

2. 体表电阻抗法

(1) 体表电阻抗主要是指表皮阻抗,即皮肤上电极与真皮组成之间的电阻抗。皮肤的阻抗值较大,它的变化范围也很大。对于不同的人,体表电阻抗会相差很大的,即使是同一个人,当其皮肤干燥洁净时,皮肤的阻抗可以达 $40 \sim 100 \text{ k}\Omega$;而当皮肤处于潮湿状态时,则会降低至 $1\,000 \text{ }\Omega$ 左右。体表电阻抗的大小主要取决于两个因素:角质层厚度和皮肤湿润度。皮肤干燥时阻抗大,潮湿时阻抗小。皮肤湿润时,皮肤上的水会溶解皮肤表面的矿物质,也会溶解随汗液和皮脂排出人体的脂肪酸而成为导电液。皮肤汗腺孔的分布也对导电性有影响,例如,手掌心的角质层比手背厚,但手掌心的汗腺孔较多,其体表电阻抗较手背的小;脚后跟的导电性最差,其体表电阻抗最大,是因其角质层最厚且汗腺孔又较少。

当表皮角质层厚度一定时,我们就可以通过检测体表电阻抗来反映皮肤的湿润程度,这样也能定量反映皮肤的出汗状态。

(2) 体表电阻抗测试仪原理

根据人体体表电阻抗的特点,重庆大学李百战课题组开发了一套通过检测人体体表电阻抗作为评价人体出汗状态的仪器(即体表电阻抗测试仪),该装置已取得国家发明专利授权(专利号:ZL2005100571206^[11]),见图 3.8。



图 3.8 体表电阻抗测试仪^[11]

该装置包括传感器、多路开关和检测装置,各传感器电信号经过多路开关与检测装置连接,所述检测装置由放大器、正弦波发生器、检波器及稳压电源组成,检测装置将传感器传来的信号经放大、检波处理,再由指示器显示;传感器的工作电流由正弦波发生器提供,流经传感器的电流采用正弦信号,交流信号频率选择在对汗液检测比较灵敏的频率,如 $1\,000 \text{ Hz}$,这样可避免传感器电极的极化现象。所述汗液传感器采用一次性传感器,由基板、金属膜、导线和插头组成,金属膜在基板上相互绝缘、平行布置,一端经导线和插头连接。

图 3.9 是检测方法的原理框图。将若干汗液传感器,如传感器 1、传感器 2……传感器 n 直接接触于测量部位的皮肤,各传感器经多路开关与检测装置连接。主要通过以下步骤进行检测:

①受试者处于热湿环境中。

②受试者佩戴若干汗液传感器,流经传感器的电流采用正弦信号,正弦信号频率选择在对汗液检测比较灵敏的频率,如 $1\,000 \text{ Hz}$;可避免传感器电极的极化现象。

③当人体出汗时,汗液传感器两端阻抗变小,根据阻抗的大小表示出汗的等级或直接记

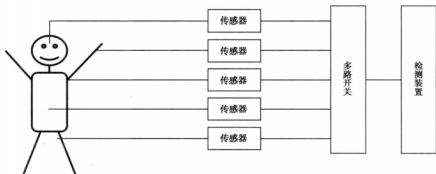


图 3.9 检测方法的原理框图

录阻抗值。

汗液传感器由基板、金属膜、导线和插头组成，金属膜在基板上相互绝缘、以梳式相对排列固定于基板上，以增加与人体的接触面积；两根金属膜主线经导线和插头连接。基板采用聚丙烯板具有较好的绝缘性；导线为双绞线抗干扰能力更强。汗液传感器的插头连接检测装置的插座(X-Y)。当人体出汗时，汗液传感器之金属膜两端的阻抗变小。当体表电阻抗探头的金属膜间接发生变化时，制作不同规格的探头，体表电阻抗的基值也会发生变化。重庆大学李百战课题组利用自主开发的体表电阻抗测试仪对人体的出汗与热舒适进行了大量的研究，下面主要前期研究的部分成果做一介绍。在前期研究中，探头采用了金属膜，其间距约为 10 mm。当前改进型的探头和设备正在试验阶段。

3.3.2.5 出汗研究综述

1. 出汗感觉标度

在对出汗热不舒适的前期研究中，对出汗感觉初步建立了五级分度表示。随着实验经验的累积，通过借鉴 ASHARE 对于热感觉和热舒适的心理标尺以及关于出汗感觉的语义描述的深度调研，确立了七点的语义标尺，作为研究出汗热不舒适的投票标尺。两种出汗感觉标度比较如表 3.10。

表 3.10 两种出汗感觉标度

五点标尺		七点标尺	
标尺	语义描述	标尺	语义描述
1	皮肤干燥	0	完全没有出汗、皮肤舒适
2	皮肤有些粘	1	皮肤将要出汗或有持续热感
3	稍微出汗，皮肤湿润	2	仍没有出汗、但皮肤有些粘
		3	稍微出汗、皮肤感觉粘或潮
4	皮肤表面形成汗珠	4	出汗很多，但未形成汗珠
5	有汗滴落下	5	出汗很多，形成少量汗珠
		6	出汗很多，皮肤上有大量汗液或汗珠

根据人体的热舒适研究成果,在研究出汗感觉时,对人体进行区位划分和热舒适或热感觉的人体分区相同。但是体表电阻抗的测点布置就十分灵活,可以在同一个分区内布置多个测点。前期的实验选择了额头、颈部、胸口、背部、上臂(两侧)、小臂(两侧)、手背(两侧)、大腿(两侧)、小腿(两侧)共14个部位进行体表电阻抗测试和出汗感问卷投票。

2. 影响人体出汗因素研究

(1) 环境突变对人体出汗情况的影响

人们在热环境突变的情况下热感觉会有所不同,如由室外进入空调房间或走出空调房间到室外,又例如非稳定风速的室外自然风或机械风吹到人的身体上,此时人的热感觉与稳态环境下的感觉是不同的,人体的各项生理参数和热感觉必然会随之发生变化。通过对受试者先后连续经历了空调—高温—吹风三个不同工况研究发现:

在空调环境(约26℃)下,人体各部位的出汗感等级均为1,即皮肤干燥,处于完全没有出汗状态,各部位的体表电阻抗不大相同,大致分布在25~70 k Ω 。其中小腿和大腿的阻抗值最高,大约为70 k Ω ,额头的阻抗最小,为25 k Ω ,其他各部位的阻抗值介于它们之间。

当受试者进入高温环境(约33℃)后,突然的热刺激使人体的生理系统迅速反应。出汗感分别升高了0.3~0.9标度,以背部和额头最高,腿部最低,相应的体表电阻抗也有显著下降,普遍降至20 k Ω 左右,额头阻抗较低,降至10 k Ω 左右,最大降幅达50 k Ω ,可见人体对环境突变的生理反应是十分强烈的,同时也可以看出,当人体皮肤从干燥转向出汗状态时,体表电阻抗的变化非常大。这种生理变化可以解释为:新的环境打破了机体与环境的热平衡,高温促使机体迅速激活汗腺运动,机体开始通过皮肤出汗蒸发来向环境散热,以寻求新的热平衡。接下来的高温热暴露状态,随着时间的延长,逐渐达到平衡稳定状态。

受试者从高温环境进入吹风工况(空气流速约1.1 m/s)后,吹风使各部位的出汗感发生了显著的变化,从高温时的出汗感等级2~3下降到标度1~2之间,各部位的出汗感平均下降了0.85个标度,其中额头、胸口和颈部下降幅度最大,幅度为1~1.3个标度;相应的各部位体表电阻抗也有上升,但变化不大,上升的幅度为3~7 k Ω ,且普遍处于25 k Ω 以内,以额头为例,出汗感在高温60 min时为3(皮肤湿润),吹风10 min后降至标度1.7,而阻抗值从4.6 k Ω 升至8.6 k Ω ,仅仅升高了4 k Ω ,可见皮肤进入湿润状态后,相应阻抗值的变化非常小。此突变过程可解释为:吹风可以加快人体皮肤表面汗液的蒸发,使人体的出汗感发生了明显的变化。

(2) 性别与人体出汗

因为男女存在生理差异,新陈代谢率不同,下面讨论不同性别对人体出汗情况的影响。对男女青年在高温实验中的出汗情况进行分析发现,在空调工况下,男女青年各部位的皮肤均处于干燥无汗状态,体表电阻抗均较高,其中额头最低,男女青年分别为21.0 k Ω 和30.2 k Ω ,其他部位均高于40 k Ω ,小腿最高,男女青年分别为63.9 k Ω 和81.3 k Ω ,且男青年的阻抗均低于女青年;在高温工况下,随着时间的延长,男女青年的出汗感均逐渐增大,男青年的出汗感高于女青年,其中男青年的额头、胸口和背部的出汗等级已大于3(皮肤湿润),随着皮肤表面汗液的增加,体表电阻抗有较大下降,普遍低于20 k Ω ,男青年略低一些,平均比女青年低0.5~6 k Ω ;高温吹风工况下,吹风加快了皮肤表面汗液的蒸发,男女青年的出汗感均

有明显的减小,两者的出汗情况非常接近,体表电阻抗略有升高,男青年仍略低一些,平均比女青年低 $1.5 \sim 7 \text{ k}\Omega$ 。

实验结果表明,在高温环境下,男青年的出汗感要高于女青年,相应的体表电阻抗要低于女青年,而吹风后可以加快皮肤表面汗液的蒸发,降低人体的出汗感,使二者水平非常接近。通过对男女青年的出汗感差异进行显著性检验,分析结果如表 3.11 所示。从表可知,在置信度 $\alpha=99\%$ 下,男女青年的出汗感无显著差异。

表 3.11 性别对出汗感的影响显著性分析

部位	组	平均值	方差	观测值	结论($df=20, \alpha=0.01$) $T_{0.99}=2.845$
额头	男	2.39	0.655	$ T = 0.995$	$ T < T_{0.99}$, 无显著差异
	女	2.06	0.556		
颈部	男	2.18	0.472	$ T = 1.413$	$ T < T_{0.99}$, 无显著差异
	女	1.80	0.34		
胸口	男	2.39	0.701	$ T = 1.116$	$ T < T_{0.99}$, 无显著差异
	女	2.03	0.447		
背部	男	2.58	0.554	$ T = 0.796$	$ T < T_{0.99}$, 无显著差异
	女	2.33	0.519		
上臂	男	2.04	0.359	$ T = 2.028$	$ T < T_{0.99}$, 无显著差异
	女	1.61	0.137		
小臂	男	1.83	0.262	$ T = 2.174$	$ T < T_{0.99}$, 无显著差异
	女	1.44	0.079		
手背	男	1.79	0.233	$ T = 1.008$	$ T < T_{0.99}$, 无显著差异
	女	1.61	0.137		
大腿	男	1.97	0.358	$ T = 1.235$	$ T < T_{0.99}$, 无显著差异
	女	1.70	0.190		
小腿	男	1.72	0.256	$ T = 2.472$	$ T < T_{0.99}$, 无显著差异
	女	1.29	0.070		

(3) 环境温度对人体体表电阻抗的影响

表 3.12 体表电阻抗与环境温度的回归方程

部 位	回归方程	相关系数
额头	$SI = 2 \times 10^6 \exp(-0.3814t)$	$R^2 = 0.553$
颈部	$SI = 88\,153 \exp(-0.2736t)$	$R^2 = 0.4863$
胸口	$SI = 102\,215 \exp(-0.2751t)$	$R^2 = 0.6632$
背部	$SI = 63\,575 \exp(-0.2605t)$	$R^2 = 0.7413$
上臂	$SI = 132\,614 \exp(-0.2789t)$	$R^2 = 0.6623$
小臂	$SI = 104\,530 \exp(-0.2685t)$	$R^2 = 0.6397$
手背	$SI = 163\,710 \exp(-0.2827t)$	$R^2 = 0.7323$
大腿	$SI = 70\,075 \exp(-0.2485t)$	$R^2 = 0.7892$
小腿	$SI = 46\,373 \exp(-0.2344t)$	$R^2 = 0.7869$

人体出汗直接导致皮肤表面湿润及体表电阻抗的变化。夏季自然环境温度与人体体表电阻抗的变化回归关系,如表 3.12 所示,其中 SI 代表体表电阻抗($k\Omega$), t 代表环境温度($^{\circ}\text{C}$)。回归曲线图见 3.10。

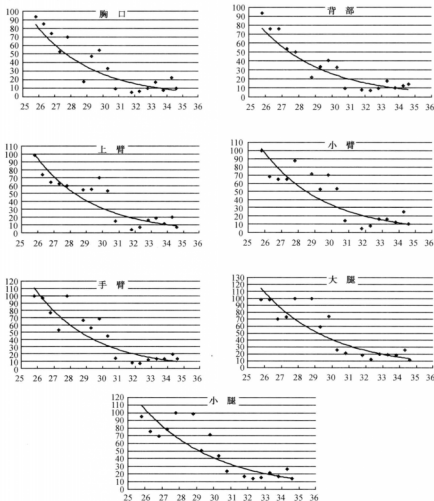


图 3.10 人体各部位的体表电阻抗随环境温度变化的回归曲线

由回归方程和拟合曲线可知,随着环境温度的升高,各部位的体表电阻抗逐渐下降,但下降的速率逐渐减小,当气温较低($26 \sim 30^{\circ}\text{C}$ 之间)时,回归曲线的斜率较大,人体的体表电阻抗随温度的升高下降的较快,当环境温度超过 30°C 后,回归曲线的斜率平缓了许多,体表电

阻抗随环境温度下降速率减慢。在 26℃ 时,各部位的体表电阻抗均高于 70 kΩ;当温度升高到 30℃ 时,各部位的体表电阻抗已下降到 20~40 kΩ,从 26℃ 到 30℃,环境温度升高 4℃,体表电阻抗下降了 50~60 kΩ;当环境温度升高到 34℃ 时,各部位的体表电阻抗下降到 3~20 kΩ,从 30℃ 到 34℃,体表电阻抗仅下降了 15~25 kΩ。

3. 出汗敏感度和出汗临界温度

由前面的介绍可知,环境温度的高低会影响到人体与环境热交换的方式,当环境温度较高时(约 30℃ 以上),随着环境温度的升高,出汗蒸发散热成为人体与环境进行热交换越来越重要的方式,在较热环境下,热不舒适与人体出汗的关系非常紧密,因此研究人体出汗临界温度对热湿环境下人体的热舒适具有很重要的意义。

通过研究发现高温工况下的前 30 min,人体的出汗感处于变化阶段,约 30 min 后达到稳定,因此选用 30 min 后的出汗投票值来分析各部位的出汗临界温度。为了减小由于个体出汗感投票差异引起的误差,环境温度每隔 0.5℃ 取出汗感的平均值即该 0.5℃ 温度区间的平均出汗感。由于环境温度所限(低于 36℃),不能判断更高气温时的出汗感变化趋势,故出汗感和环境温度的关系以指数关系和线性关系两种类型进行回归分析,回归方程如表 3.13 所示,其中 Y 代表出汗感的平均投票值, t 代表环境温度。

表 3.13 出汗感随环境温度变化的回归方程(五点标度)

部 位	曲线类型	回归方程	相关系数
额 头	指数	$Y = 0.0361 \exp(0.1325t)$	$R^2 = 0.6874$
	直线	$Y = 0.2782t - 6.2166$	$R^2 = 0.6337$
颈 部	指数	$Y = 0.0714 \exp(0.1066t)$	$R^2 = 0.6085$
	直线	$Y = 0.1972t - 4.0334$	$R^2 = 0.6191$
胸 口	指数	$Y = 0.0434 \exp(0.128t)$	$R^2 = 0.7663$
	直线	$Y = 0.2665t - 5.7994$	$R^2 = 0.759$
背 部	指数	$Y = 0.166 \exp(0.0873t)$	$R^2 = 0.5205$
	直线	$Y = 0.2193t - 4.1652$	$R^2 = 0.5299$
上 臂	指数	$Y = 0.0747 \exp(0.1031t)$	$R^2 = 0.585$
	直线	$Y = 0.1836t - 3.7391$	$R^2 = 0.5775$
小 臂	指数	$Y = 0.1454 \exp(0.0781t)$	$R^2 = 0.5366$
	直线	$Y = 0.1204t - 2.03$	$R^2 = 0.5534$
手 背	指数	$Y = 0.1327 \exp(0.0824t)$	$R^2 = 0.4762$
	直线	$Y = 0.1354t - 2.3999$	$R^2 = 0.5129$
大 腿	指数	$Y = 0.0659 \exp(0.1082t)$	$R^2 = 0.6641$
	直线	$Y = 0.1947t - 4.0278$	$R^2 = 0.6595$
小 腿	指数	$Y = 0.1626 \exp(0.0743t)$	$R^2 = 0.4536$
	直线	$Y = 0.1143t - 1.8441$	$R^2 = 0.4574$

分别对指数和线性回归方程的相关系数进行显著性检验,给定显著性水平 $\alpha = 0.005$,可知相关系数临界值 $R_a(18) = 0.602$,说明在 99.5% 的置信度下,所建立的回归方程显著。对比回归所得的各线性方程的斜率(出汗感随环境温度的变化率)可知,人体各部位的出汗敏感度存在差异,出汗感对环境温度较敏感部位主要分布在额头、胸部、背部、颈部等部位,人体各

部位的出汗情况集中表现为:躯干较四肢易出汗。若以出汗感等级 $Y=2$ (皮肤有些粘) 作为出汗临界点,代入各回归方程可得到各部位的出汗临界温度,结果见表 3.14。

表 3.14 各部位的出汗临界温度

曲线类型	额头	颈部	胸口	背部	上臂	小臂	手背	大腿	小腿
线性/ $^{\circ}\text{C}$	29.5	30.6	29.3	28.1	31.3	33.5	32.5	31.0	33.6
指数/ $^{\circ}\text{C}$	30.3	31.3	29.9	28.5	31.9	33.6	32.9	31.5	33.8

由上表比较各部位的出汗临界温度可知,额头、胸口和背部的出汗临界温度较低,均略低于 30°C ,其中背部最低,为 28.1°C (线性) 和 28.5°C (指数);四肢的出汗临界温度较高,小腿最高,为 33.6°C (线性) 和 33.8°C (指数)。人体各部位随温度升高出汗的先后顺序大致依次为:背部 < 胸口 < 额头 < 颈部 < 大腿 < 上臂 < 手背 < 小臂 < 小腿。

4. 出汗状态评判

以往描述人体出汗状态时只能以人自身的主观出汗感来定性划分,如大汗、微汗等模糊的描述,而针对这些主观的出汗感的判断又是因人而异,一直以来,人体出汗状态没有一个量化的尺度和判断指标,无法以客观的方式来判断人体的出汗状态。而人体的体表电阻抗与出汗有密切的关系,能够反映人体的出汗状态,随着人体出汗的增加,体表电阻抗呈下降的趋势,且体表电阻抗的测定又简单方便,因此我们可以把体表电阻抗作为判定人体出汗状态的指标。在本次实验中,体表电阻抗的测试和主观出汗感的问卷调查同步进行,将它们结合分析,以下为其分析过程。

夏季实验得到出汗感和对应的体表电阻抗的有效数据共 3 383 对,针对各阻抗区间出汗感进行统计后得到的分布情况见表 3.15,图 3.11 为各体表电阻抗区间不同出汗感的投票统计图。

表 3.15 不同出汗感在各阻抗区间下的百分比

出汗感等级 体表电阻抗/ $\text{k}\Omega$	1	2	3	4	5
$SI > 90$	88.5%	11.5%	0	0	0
$90 \geq SI > 80$	83.8%	16.2%	0	0	0
$80 \geq SI > 70$	81.5%	18.5%	0	0	0
$70 \geq SI > 60$	81.0%	18.1%	0	0	0
$60 \geq SI > 50$	77.1%	22.9%	0	0	0
$50 \geq SI > 40$	76.3%	22.5%	1.3%	0	0
$40 \geq SI > 30$	72.7%	22.9%	4.4%	0	0
$30 \geq SI > 25$	71.4%	24.1%	4.5%	0	0
$25 \geq SI > 20$	56.2%	37.4%	6.4%	0	0
$20 \geq SI > 15$	42.4%	45.2%	12.4%	0	0
$15 \geq SI > 10$	31.5%	48.3%	17.5%	2.6%	0
$10 \geq SI > 5$	20.0%	43.6%	32.3%	3.4%	0.8%
$5 \geq SI > 0$	9.2%	23.8%	51.5%	7.5%	7.9%

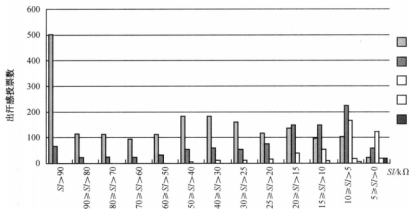


图 3.11 各体表电阻抗区间不同出汗感的投票统计

从图 3.10 和表 3.15 可以看出,在 $SI > 25 \text{ k}\Omega$ 的各阻抗区间内,选择出汗感等级 1 (皮肤干燥,完全没有出汗)票数的比例最高,均高于 70%,占绝对优势,选择出汗感等级 2 (皮肤有些粘)的约占 10% ~ 25%,几乎没有人选择出汗感等级 3、4、5,因此可以认为当 $SI > 25 \text{ k}\Omega$ 时,人体皮肤处于干燥无汗状态。同时可以发现随着阻抗区间的下降,选择出汗感等级 2 的比例逐渐增高,甚至在 $50 \text{ k}\Omega \geq SI > 40 \text{ k}\Omega$ 时已经开始有 1.3% 的票数选择出汗感等级 3 (皮肤湿润)。因此,当体表电阻抗高于 $24 \text{ k}\Omega$ 时,可以表示人体皮肤处于干燥无汗状态;当体表电阻抗在区间 $20 \text{ k}\Omega \geq SI > 8 \text{ k}\Omega$ 时,人体皮肤有些粘;当体表电阻抗低于 $7 \text{ k}\Omega$ 时,人体皮肤处于湿润状态,并随着阻抗值的继续下降时,人体皮肤表面开始出现汗滴和汗滴滴落的情况。

5. 出汗与热不舒适

从 20 世纪初起,许多研究者已经就热湿环境下人体热调节反应和人的主观感受(热舒适、热感觉)的研究做了大量的工作。众多研究发现,皮肤温度、人体温度、出汗和皮肤湿润度对人体的热感觉、热舒适有重要的作用。热湿环境下人体的热不舒适主要由人体出汗和体温升高引起。当辐射和对流换热不能维持人体热平衡时,人体的皮肤就会分泌汗液以蒸发的形式来排除体内的代谢产热。

在凉爽环境下,人的热舒适感与皮肤温度和体温有非常紧密的联系。然而,温热环境下或由于劳动、运动而具有较高代谢率水平的人,热不舒适与人体的出汗情况有更重要的联系。

(1) 皮肤湿润度与热不舒适

由蒸发热损失方程可预测出完全湿润的人体的蒸发热损失,亦即最大可能值。实际上,蒸发热损失是用生理学方法根据汗液分泌量而不是根据环境条件来确定的。除了极端的条件外,在所有情况下,实际的蒸发损失要小于最大可能值,并可把蒸发损失方程^[3]写为,

$$E = wh_e(p_{\text{sat}} - p_a) \quad (3.5)$$

式中, w 等于 E/E_{\max} , 是由 Gagge 在 1937 年提出的, 并称之为皮肤湿润度。皮肤湿润度是皮肤表面的实际蒸发损失 E 与在系统条件下可能出现的最大热损失之比 E_{\max} , 即表示人体被汗水覆盖面积的相应百分率。举例来说, 如果皮肤湿润度是 0.5, 蒸发损失就等于体表为半湿半干时的值。正常条件下, 人体未排汗时, 人体通过皮肤的扩散和呼吸的潜热损失二者的综合蒸发过程所损失的潜热约为 12 W/m^2 , 皮肤湿润度为 0.06。当皮肤湿润度达到 0.25 的情况时, 皮肤表面与服装的摩擦显著增大, 而且在皮肤湿润度高于 0.25 情况下, 没有人会感到舒适。

皮肤湿润度是一个导出单位, 不能直接量测出来。 E_{\max} 可以通过温度、蒸汽压力和空气流速的观察来估算; E 可用实验来测量, 以给出 $W = E/E_{\max}$ 。可以依靠人体的温度调节系统来产生适当水平的 E 值以达到热平衡。它并不代表人体排汗机能的负荷, 而与人的排汗感觉和热不舒适感有关。而湿润度则反映了汗液能够蒸发的难易程度。皮肤湿润度可以很好地描述在热环境下人体的热舒适状态, 而在冷环境中, 皮肤湿润度较低, 其值变化很小, 不能够准确描述人体的热舒适状态。当人体过热时, 汗液分泌到皮肤表面, 以蒸发的形式带走皮肤表面的热量。如果周围空气较为干燥, 在打开的汗腺周围没有湿皮肤, 所以出汗并没有被感觉到。如果空气很潮湿, 为了使来自汗腺的汗液被有效地蒸发, 被汗液覆盖的面积就会增加, 皮肤湿润度就是这样被引进来的。由排汗难以有效蒸发, 导致湿皮肤面积增加, 即皮肤湿润度增加。因而研究皮肤湿润度与人体舒适性的关系就间接的反映了人体出汗对舒适性的影响。研究表明, 在温暖条件下, 不舒适指标 (DISC) 与皮肤湿润度 (w) 间的关系为^[15]:

$$\text{DISC} = 5.0(SI - 0.06) \quad (3.6)$$

当 $w = 0.06$ (即开始出汗前) 时, $\text{DISC} = 0$ 。在寒冷条件下, DISC 为皮肤温度值函数。对于 $met = 1.0 \sim 1.2$ 的中度活动量, 最佳舒适区位于 $w = 0.6 \sim 1.2$ 的范围内。

(2) 出汗感与热不舒适

由已有研究可知, 高温环境下, 人体的热不舒适与出汗情况密切相关。通过将高温工况下人体各部位的出汗感与热不舒适的关系进行线性回归得到一系列方程, 见表 3.16。

表 3.16 人体热舒适与出汗感的回归方程

部 位	回归方程	相关系数
额 头	$TCV = 0.790 \ 3X - 0.665 \ 6$	$R^2 = 0.958 \ 6$
颈 部	$TCV = 0.931 \ 6X - 0.763 \ 4$	$R^2 = 0.958 \ 9$
胸 口	$TCV = 0.761 \ 1X - 0.511 \ 3$	$R^2 = 0.967 \ 8$
背 部	$TCV = 0.825 \ 1X - 0.525 \ 4$	$R^2 = 0.941 \ 5$
上 臂	$TCV = 1.041 \ 1X - 0.908 \ 1$	$R^2 = 0.958 \ 1$
小 臂	$TCV = 1.160 \ 1X - 1.139 \ 3$	$R^2 = 0.957 \ 3$
手 背	$TCV = 1.126 \ 1X - 1.042 \ 6$	$R^2 = 0.939 \ 4$
大 腿	$TCV = 1.011 \ 2X - 0.826 \ 2$	$R^2 = 0.962$
小 腿	$TCV = 1.070 \ 4X - 0.926 \ 8$	$R^2 = 0.956 \ 3$

对回归方程的相关系数进行显著性检验,在 99.9% 的置信度下,所建立的回归方程显著,出汗感与热不舒适度有着很高的线性关系,当各部位的皮肤均处于有些粘状态 ($x = 2$) 时,各部位的热舒适 (TCV) 已均大于 1,处于有点不舒适状态,这说明了出汗是人体感觉热不舒适的一个生理响应。对比各部位回归方程的斜率可以看出,各部位出汗热不舒适的响应状态并不一致,这可能是由于人体各部位的机能以及它们对热环境的反应敏感性不同所致。

(3) 体表电阻抗与热不舒适

由上面的分析可知,出汗与热不舒适关系紧密,为了寻找人体出汗情况与热不舒适的具体关系,将体表电阻抗这一可以代表人体出汗状态的量化指标引入到出汗热不舒适中进行分析。由于人体各部位的体表电阻抗有所不同,在进行分析过程中有诸多不便,故提出平均体表电阻抗的概念,并借鉴平均体表温度计算方法的思路,即选择人体皮肤具有代表性的测点的阻抗来加权平均体表电阻抗,权重为测点所在部位的皮肤占人体皮肤总面积的比例。将哈迪-杜博伊斯的人体各部位体表面积的相对比例得到人体平均体表电阻抗的公式:

$$SI_{\text{mak}} = 0.07SI_{\text{额头}} + 0.175SI_{\text{胸口}} + 0.175SI_{\text{背部}} + 0.07SI_{\text{上臂}} + 0.07SI_{\text{小臂}} + 0.05SI_{\text{手背}} + 0.19SI_{\text{大腿}} + 0.2SI_{\text{小腿}} \quad (3.7)$$

并分析得到了平均体表电阻抗随环境温度的变化情况,如图 3.11 所示,其回归方程为:

$$SI = 85.281\exp(-0.2614x), \quad R^2 = 0.7875 \quad (3.8)$$

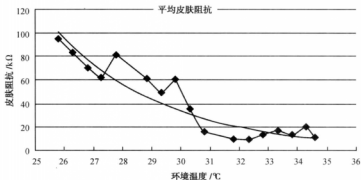


图 3.12 平均体表电阻抗随环境温度的变化

将实验数据整理后得到平均体表电阻抗和对应的人的整体热舒适的有效数据 790 对,统计结果见表 3.17 所示,表 3.18 为人体不同的热舒适度在各阻抗区间的百分比分布情况。

表 3.17 不同热舒适度投票在各阻抗区间的统计表

人体热舒适度 体表电阻抗/kΩ	0 舒适	1 有点不舒适	2 不舒适	3 很不舒适	总票数
$SI > 90$	70	10	0	0	80
$90 \geq SI > 80$	32	12	2	0	46
$80 \geq SI > 70$	35	13	5	0	53
$70 \geq SI > 60$	41	14	6	1	62

续表

人体热舒适度 体表电阻抗/ $k\Omega$	0 舒适	1 有点不舒适	2 不舒适	3 很不舒适	总票数
$60 \geq SI > 50$	26	9	0	0	35
$50 \geq SI > 40$	24	16	0	0	40
$40 \geq SI > 30$	21	14	2	0	37
$30 \geq SI > 20$	49	42	10	0	101
$20 \geq SI > 15$	40	36	16	2	94
$15 \geq SI > 10$	30	68	31	1	130
$10 \geq SI > 5$	5	38	36	9	88
$5 \geq SI > 0$	2	14	6	2	24
					790

表 3.18 不同热舒适度在各阻抗区间下的百分比

人体热舒适度 体表电阻抗/ $k\Omega$	0 舒适	1 有点不舒适	2 不舒适	3 很不舒适
$SI > 90$	87.5	12.5	0.0	0.0
$90 \geq SI > 80$	69.6	26.1	4.3	0.0
$80 \geq SI > 70$	66.0	24.5	9.4	0.0
$70 \geq SI > 60$	66.1	22.6	9.7	1.6
$60 \geq SI > 50$	74.3	25.7	0.0	0.0
$50 \geq SI > 40$	60.0	40.0	0.0	0.0
$40 \geq SI > 30$	56.8	37.8	5.4	0.0
$30 \geq SI > 20$	48.5	41.6	9.9	0.0
$20 \geq SI > 15$	42.6	38.3	17.0	2.1
$15 \geq SI > 10$	23.1	52.3	23.8	0.8
$10 \geq SI > 5$	5.7	43.2	40.9	10.2
$5 \geq SI > 0$	8.3	58.3	25.0	8.3

从图 3.12 和表 3.18 表明:随着平均体表电阻抗的下降,人体的热不舒适程度逐渐加剧;当平均体表电阻抗高于 $20 k\Omega$ 时,人体主要处于舒适状态,阻抗区间 $20 k\Omega \geq SI > 18 k\Omega$ 为舒适状态和有点不舒适状态的临界过渡区间;当平均体表电阻抗处于 $18 k\Omega \geq SI > 10 k\Omega$ 之间时,人体主要处于有点不舒适状态,阻抗区间 $10 k\Omega \geq SI > 7 k\Omega$ 为有点不舒适状态和不舒适状态的临界过渡区间。

6. 皮肤湿润度与体表电阻抗的联系

在针对体表电阻抗最新的研究中,由于实验条件的改善,体表电阻抗传感器的改进,利用人工气候室进行环境控制,因此又更进一步研究了皮肤湿润度与体表电阻抗的联系,通过皮肤湿润度将环境温湿度、风速以及人体代谢量和服装热阻联系起来。通过对采集的体表电阻数据进行直接回归得到如下的公式,见表 3.19。

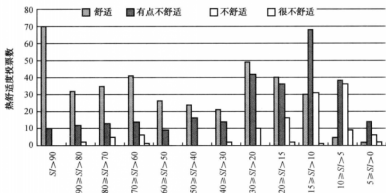


图 3.13 各体表电阻抗区间不同热舒适度的投票统计

表 3.19 体表电阻抗与皮肤湿润度的回归公式

部 位	直接回归	R^2
额头	$w = -0.26\ln(SI) + 1.738$	0.673
颈部	$w = -0.25\ln(SI) + 1.745$	0.682
胸口	$w = -0.24\ln(SI) + 1.651$	0.665
背部	$w = -0.24\ln(SI) + 1.675$	0.669
腋下	$w = -0.21\ln(SI) + 1.503$	0.75
左上臂	$w = -0.26\ln(SI) + 1.876$	0.721
左小臂	$w = -0.27\ln(SI) + 1.933$	0.681
左手心	$w = -0.26\ln(SI) + 1.769$	0.34
左手背	$w = -0.29\ln(SI) + 2.017$	0.759
左大腿	$w = -0.30\ln(SI) + 2.094$	0.726
左小腿	$w = -0.23\ln(SI) + 1.719$	0.674

从上表中我们发现数据中确实存在着一定的规律,但是直接从线性和非线性回归的方法,相关系数都很低,于是我们通过神经网络结构,让神经网络学习样本数据,使其蕴含其函数规律,然后进行间接回归。间接回归结果以及神经网络结构和网络性能见表 3.20 及表 3.21。

神经网络中的网络性能实际上就是均方误差,在对神经网络进行训练时,对于每一个网络结构都要保证网络性能达到最小,即使该网络充分训练。从间接回归的结果中,我们可以看出基本上所有部位的体表电阻抗都与皮肤湿润度有很好的拟合关系。

表 3.20 皮肤湿润度与体表电阻抗的间接回归

部 位	间接回归	R^2
额头	$w = -9E - 09SI^2 + 1E - 05SI^2 - 0.005SI + 1$	0.9
颈部	$w = 5E - 06SI^2 - 0.003SI + 1$	0.898
胸口	$w = 6E - 06SI^2 - 0.004SI + 1$	0.823
背部	$w = 7E - 06SI^2 - 0.004SI + 1$	0.924
腋下	$w = 8E - 06SI^2 - 0.004SI + 1$	0.824
左上臂	$w = 4E - 06SI^2 - 0.003SI + 1$	0.905
左小臂	$w = 7E - 07SI^2 - 0.002SI + 1$	0.875
左手心	$w = 7E - 06SI^2 - 0.004SI + 1$	0.899
左手背	$w = 5E - 06SI^2 - 0.003SI + 1$	0.902
左大腿	$w = 3E - 06SI^2 - 0.002SI + 1$	0.905
左小腿	$w = 4E - 06SI^2 - 0.003SI + 1$	0.858

表 3.21 神经网络结构及性能

部 位	网络结构	网络性能
额头	BP1—30—1	0.019 4
颈部	BP1—25—1	0.016 4
胸口	BP1—40—1	0.014 1
背部	BP1—30—1	0.017 6
腋下	BP1—30—1	0.014 7
左上臂	BP1—30—1	0.008 4
左小臂	BP1—30—1	0.010 5
左手心	BP1—60—1	0.032 7
左手背	BP1—30—1	0.006 9
左大腿	BP1—30—1	0.011 1
左小腿	BP1—30—1	0.014 2

3.3.3 人体电生理参数

随着医学、生物学等学科的发展,课题组筛选了更多的生理指标,特别是电生理指标如心电图、脑电等被引入热舒适研究当中,并取得了一些研究成果。

3.3.3.1 神经传导速度

神经系统是由中枢神经、颅神经和周围神经组成,神经网络由不同位置的脊髓束相连接

并控制有知觉的或无知觉的活动。神经细胞又称神经元,是组成神经系统的最基本的结构与功能单位。在全中枢神经系统中约含有 250 亿个神经元,其数量之巨是惊人的。神经纤维像通讯网络一样,从一个地方到另一个地方以神经冲动的形式传递信息。而中枢则根据来自各方的信息,调整和控制人体的各种活动。神经元由细胞膜、胞体、树突和轴突构成。神经分为有髓神经和无髓神经,有髓神经纤维传导速度比无髓神经传导速度快得多。引起神经兴奋的主要条件有刺激强度、持续时间和变化率。神经系统包括感觉神经系统和运动神经系统。

1. 神经传导速度概述

神经传导速度是测定神经传导性的一种检查方法,分为运动神经传导速度(motor conduction velocity, MCV)和感觉神经传导速度(sensory conduction velocity, SCV)。

(1) 感觉神经传导速度 SCV^{[13][14]}

感觉神经系统是人体生理各部分中对冷热最敏感的。例如,在寒冷或炎热的环境中,感觉细胞受到刺激,然后将其传递到人的大脑,从而产生了冷或热的感觉。因此,感觉神经系统可以直接感觉和处理环境中的冷热信息。对于感觉神经系统而言,最常见的和直接的参数是感觉神经传导速度,从肌电图学中知道,感觉神经传导速度随着环境温度的变化而变化。

感觉神经传导速度是指神经冲动在单位时间内通过某一神经节段的距离,它是指最快的感觉轴突的速度。感觉神经传导速度是生理医学上常见的检测指标,且常常以正中神经感觉纤维为主要测试部位。正中神经感觉纤维主要分布在手掌的侧面和外侧面皮肤。

顺向法检测时,一般是采用指环电极于拇指、食指或中指刺激,于掌、腕、肘或腋部记录。逆向法检测时,用表面电刺激和记录。一般在掌长肌腱和腕屈肌腱之间,腕皱褶线上方刺激正中神经,用指环电极于拇指、食指或中指记录。记录的活动电极置于近端指一指关节,参考电极置于远端,如图 3.14。

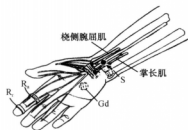


图 3.14 正中神经感觉传导刺激

感觉潜伏期是从刺激点到记录电极的传导时间,因此在一个部位刺激神经,便可计算传导速度。也就是说,只要知道潜伏期(相当于传导时间)和距离(即神经节段的长度)就可以计算出传导速度。感觉神经传导速度波形图如图 3.15 所示。

(2) 运动神经传导速度

从肌电图学中 can 知道,运动神经系统传导速度跟感觉神经传导速度一样,随热环境温度的变化而变化。对于运动纤维,是测定电刺激神经时获得的肌肉

动作电位。在运动传导检测中,最常运用的神经,在上肢为正中神经和尺神经,在下肢为颈神经和腓神经。考虑到实验操作的方便性和可行性,一般实验选择右手正中神经作为刺激神经。正中神经下行入上臂,起初位于肱动脉外侧,大约在喙肌止点水平于肱动脉前面穿过并下行到肘窝内侧,然后在旋前圆肌两个头之间进入前臂。从旋前圆肌出来后,正中神经发出分支支配桡侧腕屈肌、掌长肌和指浅屈肌,然后在连接指浅屈肌两个头的膜缝之下分支和前骨间神经。正中神经运动纤维支配的范围,包括前臂肌肉以及手固有肌的屈曲和旋前。感觉纤维分布于:a. 手掌和鱼际外侧面的皮肤;b. 桡侧三个手指;c. 肘及腕关节。

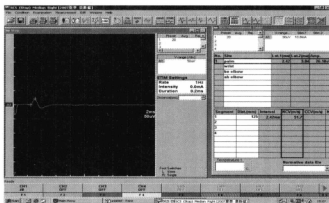


图 3.15 感觉神经传导速度波形图

常用且容易操作的刺激部位包括:a.掌中部;b.腕(最远端皱褶线上方大约1 cm处,桡侧腕屈肌腱和掌长肌腱之间);c.肘(肘皱褶线,肱二头肌腱和肱动脉内侧);d.腋部。本次实验选择受试者右手臂的正中神经为刺激神经,刺激部位为腕和肘。手背接地,用表面电极刺激。刺激部位和参考电极放置位置如图3.16所示:

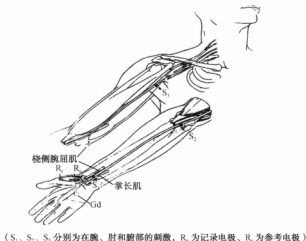


图 3.16 正中神经运动传导检测

计算运动神经传导速度时,先算出两个刺激点之间的传导时间(仅仅是沿所测节段神经干上的传播时间),然后测得两刺激点(阴极到阴极)之间的距离,最后计算出该神经节段的传导速度。运动神经传导速度计算公式为:

$$\text{运动神经传导速度 (m/s)} = \frac{\text{距离 (mm)}}{\text{近端潜伏期 (ms)} - \text{远端潜伏期 (ms)}} \quad (3.9)$$

运动神经传导速度 MCV 的波形图如图 3.16 所示。

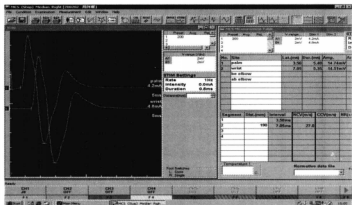


图 3.17 运动神经传导速度波形图

1. 神经传导速度的影响因素

(1) 生理因素

①部位。同一神经不同的部位以及不同的神经传导速度不同。作为一个原则,运动及感觉传导速度一样,上肢神经的神经传导速度比下肢神经的传导速度要高。例如,正常人的尺神经的传导速度比胫神经的高 11.94 m/s 左右,比腓总神经高 5.5 m/s,其原因尚无完善解释。有的作者指出,上肢皮肤温较下肢高,造成速度差别,也有人认为,可能由于长纤维比短纤维传导要慢些,远端比近端传导也慢,而且体温逐渐下降。用 F 波测定出来的近端神经传导速度就明显快于末端段。我们认为下肢神经纤维的直径差别,以及下肢神经绕行距离长,肌屈圆突,测得神经的长度与实际神经的长度有一定误差所致。同一神经不同端点间数值也有差异,如正中神经上臂段的传导速比前臂段高,可高 10%~20%,这是由于神经纤维由近端到远端逐渐变细,传导速度也相应减慢。正中神经、尺神经自腕部到相应肌肉的传导速度仅为肘到腕部传导速度的 1/3,这是因为肘到腕传导速度仅为神经干的传导速度,而腕部到肌肉的传导速度包含了神经纤维上的传导,终板的延续和肌纤维车身的传导,加上远端距离短,误差大,常缺乏诊断价值,但潜伏期是较恒定的。可用于一些病的诊断,如腕管综合症等,价值也是比较大的。

②年龄。神经传导速度与年龄有关,新生儿的运动神经传导速度可达 27 m/s,3—5 岁达到成人值的低限,5—6 岁基本上与成人接近。在研究中发现,发育不全的婴儿,传导速度减慢,可见婴儿的营养对髓鞘的发育是很重要的。在儿童和少年时期,上肢传导速度稍有增加,而下肢由于年龄和身高的增加传导速度略有减慢。但真正由于年龄而使传导速度减慢是在 30—40 岁,到了 60 岁以上传导速度下降大约 10%。感觉神经传导在出生后数月内幅度较

低,甚至不易发现,6个月即达成人数值。感觉神经传导速度也随年龄增大而下降,比运动神经传导速度下降明显。有的作者证明70—80岁时感觉神经传导速度比18—25岁低25%,幅度为年轻人的1/3。幅度下降的原因,一是上面提到的年龄问题,一般大约为40岁以后,幅度逐渐减小,变的离散;二是直径大的纤维减少,以及电位的空间分散所致。

③肢体的局部温度。感觉神经传导速度与运动神经传导速度一样,与温度有显著的关系。温度每升高1℃,运动神经传导速度可相应地变化4%~5%。感觉传导速度上升2.29 m/s,末端潜伏期也会相应缩短,如正中与尺神经缩短0.2~0.3 ms。当温度下降1℃时,运动神经传导速度下降2.38 m/s,感觉神经传导速度下降1.9 m/s。以上可能与温度改变了膜电位大小和各种生化反应有关。因此我们在进行传导速度测定时,必须考虑温度的影响,一般室温平均保持在20~25℃,肤温能达到26~30℃更好。但实际上不可能。我们可以用物理方法将肢体的肤温升高,加红外线暖灯等,但如果体温不足30℃时,可以在温度每下降1℃时,在测定传导速度数上增加5%,就可纠正温度的影响。

(2) 病理因素

①缺血。各种原因使肢体缺血或直接使神经缺血,可使传导速度减慢,波幅下降以及波形的离散,这是因为血流阻滞造成神经缺氧所致。不同病理过程对缺氧的耐受性不同,如肘管综合症时,对缺氧的耐受力较正常神经降低。

②机械压迫。机械的压迫可引起纤维直径缩窄,造成节间膜的电容也减小,看上去是易化了传导,但同时使轴浆阻力增加,它会减慢局部电流向下一结节的传导,这样终究还是导致了传导速度减慢,不同直径的纤维,受损程度不同,直径大的纤维最易受损。

③髓鞘脱失。在脱髓鞘或部分再生髓鞘中,由于髓鞘变薄,使节间的电容和电导都增大,使到达下一结节之前丧失了更多局部电流,或根本不能兴奋下一结节,就造成神经传导阻滞,传导速度减慢,电位波形离散。

④神经轴突直径的改变。神经外伤等原因使轴突断伤时,经一段时间后,传导性可完全消失;当神经速度减慢。应指出,神经变性、再生过程中,神经发生了一个综合的变化,包括神经纤维的减少,轴突直径的变细,髓鞘的脱失,使传导速度减慢。

3.3.3.2 脑电

脑电图是通过脑电图仪在皮层表面引导记录到的脑部生物电活动的波形图。如果直接在大脑皮层表面记录皮层自发电位活动,则称为皮层脑电图。脑电图的波形很不规则,其频率变化范围为1~30次/s,通常将此频率变化分为4个波段: δ 波——分布在额部,频率为0.5~3次/s,波幅为20—200 μ V,正常成人只有在深睡时才可记录到这种波,此时脑电图改变较多,但有一定规律性; θ 波——分布在额部,频率为4~7次/s,波幅为10~40 μ V,成人在困倦时常可记录到此波; δ 波和 θ 波统称为慢波,清醒的正常人身上一般记录不到 δ 波和 θ 波; α 波——以顶枕区出现最多,频率为8~13次/s,波幅为30~50 μ V, α 波是正常成人脑电波的基本节律,在清醒并闭眼时出现; β 波——频率为14~30次/s,波幅为5~30 μ V,安静闭目时只在额区出现,睁眼或进行思考时出现的范围较广, β 波的出现一般表示大脑皮层处于兴奋状态。正常儿童的脑电图与成人不同,新生儿以低幅慢波为主,随着年龄增大,脑电波频率逐渐增加。

3.3.3.3 心电

心脏是循环系统中重要的器官。由于心脏不断地进行有节奏的收缩和舒张活动,血液才能在闭锁的循环系统中不停地流动。心脏在机械性收缩之前,首先产生电激动。心肌激动所产生的微小电流可经过身体组织传导到体表,使体表不同部位产生不同的电位。应用微电极技术测定心肌细胞内外的电位差,显示在静止期心肌细胞表面带正电荷,心肌细胞内为负电荷,内外电荷差为 90 mV,这种状态称为“极化状态”,其电位差为“静止电位”或“跨膜电位”。当心肌兴奋时,细胞内由负电荷转为正电荷,细胞外由正电荷转变为负电荷,这种变化称为“除极化”。这种细胞内外的电位差称为“动作电位”。心肌细胞经过一次除极后,细胞内外又逐渐恢复到极化状态,这一过程为“复极化”。心肌细胞处在不断除极化和复极化的过程中,细胞膜内外的电位差呈周期性的改变。心肌细胞膜内外的动作电位变化叠加起来构成心脏的整体电现象。心肌收缩时伴随有电的变化,从身体表面将心脏的电活动引导出来,并用仪器加以放大,描记出来的图形称为心电图。

心电图可以反映心脏内综合性电位变化的发生、传导和消失过程,但不能说明心脏收缩活动的变化。正常心电图包括 P、QRS 和 T 三个波形,它们的生理意义为:

P 波:心房去极化;

QRS 波群:心室去极化;

T 波:心室复极化;

PR 间期:兴奋由心房至心室之间的传导时间。

3.3.3.4 事件相关电位 P300 与认知

对大脑高级心理活动如认知过程做出客观评价,我们很难将意识或思维单纯归于大脑某一部位组织、细胞或神经递质的改变,因为仅采用具体、微观的自然科学手段如神经分子生物学、神经生化学难以解决具体的心理活动。20 世纪 60 年代, Sutton 提出了事件相关电位的概念,通过平均叠加技术从头颅表面记录大脑诱发电位来反映认知过程中大脑的神经电生理改变,因为事件相关电位与认知过程有密切关系,故被认为是“窥视”心理活动的“窗口”。神经电生理技术的发展,为研究大脑认知活动过程提供了新的方法和途径。认知功能有关的内源性事件相关电位(Event-Related Potentials, ERPs)是在注意的基础上,与识别、比较、判断、记忆、决策等心理活动有关,反映了认知过程的不同方面,经典的 ERPs 成分包括 P1、N1、P2、N2、P3(P300),其中 P1、N1、P2 为 ERPs 的外源性(生理性)成分,受刺激物理特性影响;N2、P3 为 ERPs 的内源性(心理性)成分,不受刺激物理特性的影响,与被试的精神状态和注意力有关在进行关于刺激的不确定性(uncertainty)与诱发电位的关系的实验中,发现给予第一个刺激(预警刺激)后再给第二个刺激(实验刺激)声或光,第二个刺激是声或是光并不知道,这就有个预测任务。当第二个刺激出现时即记录 ERP,出现一个潜伏期约 300 ms 的巨大正相电位即为 P300。他们在其后的实验中认为,P300 是由于所显示的信息使受试者的不确定性(uncertainty solution)而关联出现的,是由于刺激内容的变动而产生的内源性电位。

事件相关电位 P300 反映感知、注意、判断、鉴别、传递、期待等心理过程,其中注意起着决定性的作用,在实验前要求受试者注意靶刺激(欢乐)出现的次数,同时心中默记,因此,受试

者选择性注意靶刺激的有关信息,把主要注意力放在感知材料和模式辨认,由认知功能的暂时记忆记录结果。同时,迅速而有效地从长时记忆结构中提取恰当的信息,在不同分析水平上处理,从而把感知、认知和记忆过程结合起来,而非靶刺激(悲伤)并非完全不被感知,只是注意的水平大大减低,因而感受非靶的信息量少。P3 在神经电生理上已经广泛应用,我们也可以利用 P3 来反映人体对热环境的认知,以了解居住者在主观上对热环境的接受程度,从心理和生理两方面提高居住者对环境的满意率。

3.3.3.5 相关研究

重庆大学李百战课题组从 2002 年开始研究室内热环境对人体电生理参数的影响,包括神经传导速度、脑电、心电以及 P300 等,找到了可以反映人体热舒适状况的神经生理参数,如运动神经传导速度和感觉神经传导速度,并且对各种热环境条件和参数与相关指标进行了系统研究。另外,国内的其他单位也先后开展了相关的研究,得到一些热环境对人体的生理、心理的影响规律。

通过全年的人体生理参数测试,得到了 SCV 随室内空气温度变化的关系图,如图 3.18 所示。由图 3.18 可以较清楚地看到,SCV 随着空气温度的降低而减小,随着空气温度的升高而增大,在空气温度为 12~28℃ 时,SCV 随空气温度呈较好的线性变化关系;而当冬季室内空气温度小于 12℃ 时和夏季室内空气温度高于 28℃ 时,其变化规律被打破,出现拐点。

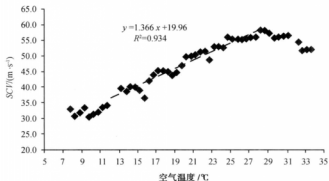


图 3.18 SCV 与室内空气温度的关系

冬季低温环境条件下,SCV 随着时间的增加呈明显下降趋势,当停留时间超过大约 1 h 时,SCV 渐渐趋于平缓。一些研究者认为,SCV 随着停留时间的这种变化规律是由于环境冷应力对人体的持续作用使得低温环境下人体的生理自主调节也达到了极限。另外,在空气温度偏低时,部分受试者甚至出现了流鼻涕的现象,从这角度也说明了人体的生理自主调节达到了极限。图 3.19 为 SCV 随停留时间的变化规律。

研究表明,持续吹风下人体运动神经传导速度(MCV)和感觉神经传导速度(SCV)呈明显下降趋势。无论小风(0.17 ± 0.02 m/s)还是大风(0.35 ± 0.02 m/s)情况下,随着吹风时间的延长,MCV 和 SCV 都呈现明显的下降趋势,并且整个过程 MCV 和 SCV 的变化情况类似,

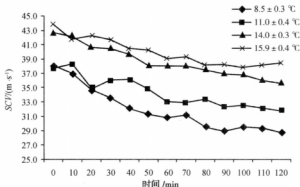


图 3.19 SCV 随停留时间的变化曲线

相同吹风时间下,大风工况下的神经传导速度的变化率大于小风工况。

通过对比皮肤温度发现,运动神经传导速度 MCV 和对应点的皮肤温度呈线性相关,皮肤温度升高, MCV 增大,皮肤温度降低, MCV 减小。并且皮肤温度每下降 10°C ,小风工况下 MCV 降低 1.5 m/s ,大风工况下 MCV 降低 1.3 m/s 。感觉神经传导速度 SCV 和对应点皮肤温度也呈线性相关,感觉神经传导速度 SCV 也是随着皮肤温度的增大而增大,减小而降低,皮肤温度每增加 10°C ,小风工况下 SCV 降低 1.8 m/s ,大风工况下 SCV 降低 2.1 m/s 。

参考文献

- [1] 朱大年,吴博威,樊小力.生理学[M].7版.北京:人民卫生出版社,2008.
- [2] 魏润柏.热环境[M].许文华,译.上海:同济大学出版社,1994.
- [3] McIntyre DA. 室内气候[M].龙惟定,等,译.上海:上海科技出版社,1988.
- [4] 张国高.高温生理与卫生[M].上海:上海科学技术出版社,1989.
- [5] 马保华.现代科技与人文大观——走进医学的殿堂[M].北京:中国华侨出版社,1995.
- [6] 唐元升,张秀珍,韩殿存.人体医学参数与概念[M].山东:济南出版社,1995:299.
- [7] Arlin H, Shitzer A. Model of thermoregulation in the human body[J]. American Society of Mechanical Engineers, 1984.
- [8] 蔡宏道.现代环境卫生学[M].北京:人民卫生出版社,2004,25(1).
- [9] 陈信,袁修干.人-机-环境系统工程生理学基础[M].北京:北京航空航天大学出版社,2000.
- [10] 郑洁,等.绿色建筑热湿环境及保障技术[M].北京:化学工业出版社,2007.
- [11] 李百战,郑洁.热湿环境下热不舒适性的快速检测方法及其装置,专利号:ZL2005100571206.
- [12] 卢祖能,曾庆杏.实用肌电图学[M].北京:人民卫生出版社,2000.
- [13] 汤晓芙.神经系统临床电生理学:下(肌电图学及其他)[M].北京:人民军医出版社,2002.
- [14] 大熊辉雄.临床脑电图学[M].北京:清华大学出版社,2005.
- [15] B. 吉沃尼.人·气候·建筑[M].陈士麟,译.北京:中国建筑工业出版社,1999.
- [16] Li Baizhan, Thermal and Environment Design to Meet Future Needs, Proceedings of Tall Building: 2000 and Beyond, Hong Kong, 1990, 366-374.

- [17] 徐小林. 重庆夏季室内热环境对人体生理指标及热舒适的影响研究[D]. 重庆大学, 2005.
- [18] 罗明智. 室内空气流速对人体生理指标及热舒适性影响的研究[D]. 重庆大学, 2005.
- [19] 吴婧. 室内空气流速与人体热舒适及生理应激关系研究[D]. 重庆大学, 2005.
- [20] Zheng Jie, Chen Liang, Li Baizhan, et, al. Indoor Thermal Comfort Studies Based on Physiological Parameter Measurement and Questionnaire Investigation[J]. Central South Univ Technol 2006, 13(4): 404-407.
- [21] 陈露. 夏热冬冷地区室内热环境与人体热舒适及热健康的关系研究[D]. 重庆大学, 2006.
- [22] 陈良. 室内热湿环境对人体生理及热舒适影响的实验研究[D]. 重庆大学, 2006.
- [23] 刘晶. 夏热冬冷地区自然通风建筑室内热环境与人体热舒适的研究[D]. 重庆大学, 2007.
- [24] 潘信峰. 重庆市室内热环境下人体生理和热舒适的实验比较研究[D]. 重庆大学, 2007.
- [25] 曾玲玲. 基于体表温度的室内热环境响应实验研究[D]. 重庆大学, 2008.
- [26] 郭恒. 基于体表电阻抗的热湿环境改善措施的实验研究[D]. 重庆大学, 2008.
- [27] 王玢, 左明雪. 人体及动物生理学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2005.
- [28] Ye Yao, et, al. Experimental study on physiological responses and thermal comfort under various ambient temperatures. Physiology & Behavior(2007), doi:10.1016/j.physbeh.2007.09.012.
- [29] 刘红. 重庆地区建筑室内动态环境热舒适研究[D]. 重庆大学博士论文, 2009.

4 热舒适与热感觉

当人体的活动量和衣着情况一定的条件下,人体对热环境的响应,除了生理参数变化,心理也会形成热感觉,进而影响人对热环境舒适性的主观判断。热环境能否满足人体的热舒适要求,热感觉的产生机理、度量等问题,均是热舒适研究关注的课题。

4.1 热感觉

热感觉顾名思义是人体对周围热环境是“冷”还是“热”的主观描述,属于心理学的范畴,热感觉是人体众多感觉中的一种,具有感觉的一般属性。

4.1.1 感觉

4.1.1.1 感觉及分类

生理学和心理学给出的“感觉”的定义是:事物直接作用于人体感觉器官时,对事物个别属性的反应。通过感觉我们才能认识和分辨事物的各种属性,获得客观事物如颜色、形状、声音等各种感觉信息,是各种复杂的高级认知活动和心理现象的基础。

所有的感觉都始于刺激,包括外界及机体内部环境的刺激,刺激又必须是我们可以对之反应的某种形式的物理化学能量。机体内、外刺激首先作用于不同的感受器或者感受器官,通过转换器的换能作用,并将各种刺激转换为神经冲动,后者沿着一定的神经传导通路到达大脑皮质的特定部位,通过中枢神经系统的整合最终产生相应的感觉。

感觉分为躯体感觉(包括皮肤感觉和深部感觉)、内脏感觉(包括内脏感觉和脏器感觉)和特殊感觉(包括味觉、嗅觉、前庭感觉、听觉和视觉)。皮肤感觉有触觉及压觉、温度感觉以及皮肤痛觉;深部感觉有运动感觉、振动感觉、深部痛觉。

4.1.1.2 感受器及分类

感受器指分布于体表或者组织内部的一些专门感受体内、外环境变化的结构或装置。感受器的结构形式多样、种类繁多,最简单的为感觉神经末梢。根据感受器分布部位不同,可分为内感受器和外感受器。顾名思义,内感受器感受机体内部的环境变化,外感受器感受外界环境变化。外感受器可进一步分为远距离感受器和接触感受器,如视觉、听觉、嗅觉属于远距离感受器,而触觉、以及与热感觉有关的温度感受器可归属于接触感受器。内感受器也可分为本体感受器和内脏感受器。根据感受器接受刺激不同可以分为光感受器、温度感受器、机械感受器。需要强调的是,感受器的传入冲动(注:神经受到刺激时,神经元从安静状态转至活动状态的过程的现象),通常能引起主观感觉,但有一些感受器一般只向中枢神经系统提供内外环境中某些因素改变的信息,引起各种适应性反应,在主观上并不产生特定的感觉。

4.1.1.3 感受器特性

(1) 感受器的适宜刺激

人的感觉器官是有局限的,只能对部分刺激产生反应,例如红外线、超声波都是超出人类感觉范围的刺激。而且即使有些刺激能达到可以感觉的范围,人也不一定可以感觉到,这说明感受器具有适宜刺激的特性,即一种感受器通常只对某种特定形式的刺激最敏感,这种形式的刺激就是该感受器的适宜刺激(adequate stimulus)。

这个概念并不是说一个感受器对非适宜刺激没有任何反应,而是非适宜刺激的强度没有达到感受器能够产生反应所需的强度和时间,换言之,感受器对适宜刺激产生反应所需的强度或时间相比非适宜刺激要小,反映感受器的另外一个特性,即感觉阈值(sensory threshold),包括引起感受器兴奋所需要s的最小刺激强度称为强度阈值;所需要s的最短作用时间称为时间阈值。适宜刺激作用于感受器达到一定的阈值才能产生相应的感觉。另外对于一些感受器,例如皮肤的触觉感受器,当刺激强度一定时,刺激作用还要达到一定的面积才能产生感觉,称为面积阈值。当刺激较弱时,面积阈值就较大,当刺激强度较强时,面积阈值则较小。费希纳(Fechner)通过研究发现感觉强度是与刺激强度的对数成正比的,这个结论被称为韦伯-费希纳(Weber-Fechner)定律^[1]。

根据感觉阈值引起感觉数量的不同,可以分为绝对阈值和辨别阈值。适宜刺激能够产生感觉的最小绝对量,称为绝对感觉阈值(absolute threshold)。例如,人可以尝出1:2 000糖水中的甜味。对于同一性质的两个刺激,其强度的差异必须足够大才能使人得以分辨,这种能够使人分辨的刺激强度最小差异称为感觉辨别阈(discrimination threshold),感觉差别阈值反映了感受器分辨微小差异的能力。

(2) 感受器的换能作用

感受器可以把作用于它们的各种形式的刺激能量转换为传入神经的动作电位,这种能量转换称为感受器的换能作用。因此,感受器可以看成是一个生物换能器。在换能的过程中,一般不是直接把刺激能量转变为神经冲动,而是先在细胞感受器或传入神经末梢产生一种过渡性的电位变化,在感受器细胞内产生膜电位的变化,称为感受器电位。在传入神经末梢产生的膜电位变化则称为发生器电位。而对于神经末梢感受器的发生器电位也就是感受器电位,其感觉换能部位与脉冲发生的部位相同;对于特化的感受器,发生器电位是感受器电位传递至神经末梢的一部分,感觉换能部位和脉冲发生的部位不同。感受器将感受器电位或发生电位传入神经纤维产生动作电位时,感受器或者感受器的作用才完成。

(3) 感受器的编码功能

感受器把外界刺激转换为神经动作电位的同时,不仅发生了能量的转换而且把刺激包含的环境变化的信息也转移到了动作电位的序列之中,起到了信息的转移作用,这便是感受器的编码功能。目前对感受器的内容编码机制尚不清楚。

(4) 感受器的适应现象

当某一恒定强度的刺激持续作用于一个感受器时,感觉神经纤维上动作电位的频率会逐渐降低,此现象被称为感受器的适应。适应的程度与感受器的类型有关,感受器相应可分为

快适应和慢适应两类。前者以皮肤触觉感受器为代表,例如当给皮肤的施加恒定压力刺激时,仅在刺激开始后的短暂时间内有传入冲动发放,之后虽然刺激仍然在作用,但其传入冲动的频率很快降低到零。感受器的慢适应对生命活动同样重要,有利于机体对某种功能状态进行长时间监测,并根据其变化随时调整机体的活动,例如关节囊感受器、颈动脉窦等。感受器发生适应的机制比较复杂,可以发生在感觉信息转换的不同阶段。

4.1.2 热感觉的形成

热感觉与触觉和痛觉属于感觉的同一类。热感觉的形成与温度感受器有关,温度感受器的特性影响了人的热感觉。需要指出的是,生理学上将温度感受器产生的感觉分为了“热觉”和“冷觉”,本书当中沿用的是热舒适研究当中惯用的热感觉,包括“热觉”和“冷觉”^[3]。

温度感受器存在于皮肤和下丘脑中,同时在脊髓、腹腔脏器、上腹部和胸腔的大静脉周围也有分布。根据用途不同分为“热点”和“冷点”,用于感受温度及温度变化的刺激,从而产生热感觉。人体皮肤结构特点和冷、热点的分布也会影响人体的整体和局部的热感觉。

4.1.2.1 人体皮肤

皮肤是人体与环境的第一道屏障,它使得从体内流失的水分保持在一个低水平,包含复杂的血管系统和汗腺以保证自身热调节的需要。皮肤结构如图4.1所示,尽管皮肤厚度在有些部位会不同,但大多数皮肤厚度都在2 mm左右,主要包括两层,表皮和真皮。表皮很薄,为0.075~0.15 mm(除了脚底和手掌),表皮的最外层是角质层,重叠着盘状细胞,在0.01~0.1 mm之间是不易沾水的脂质,是皮肤主要的防水层。角质层细胞不会受到水分迁移的影响,角质层细胞是无生命的,蛋白质墙和蛋白质纤维,使其得到硬化,它们不断的从皮肤表面脱落,下层细胞移至表层,接着硬化、死亡、脱落。当皮肤遇到水分或者暴露在高湿度的空气中时,它们可以吸收水分,增加25%的厚度。在角质层下,表皮底部是干细胞基底层,它不断的产生新的表皮细胞,向上迁移,基底层水平较低的起伏轮廓,对表皮和下面的真皮层提供机械抗剪功能。

人体不同部位的真皮层比表皮层要厚的多,不同部位的厚度变化范围如图4.2,其中有血管系统,汗腺和不同深度热调节神经以及和角质层有关的角质化结构如指甲和毛囊。真皮中脂肪质分泌的腺体起到润滑皮肤和防水的目的。在真皮以下就是脂肪层,它的厚度随个人的不同有很大变化,起到隔绝下面肌肉的热传导以及储存能量的作用。

皮肤内分布着多种感受器,能产生多种感觉^[7]。一般认为皮肤感觉主要有四种,即触觉、

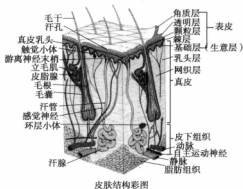
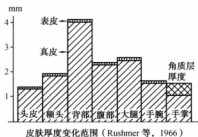


图4.1 皮肤结构图

图 4.2 皮肤厚度变化范围^[7]

痛觉、冷觉和热觉。就热感觉而言,皮肤有四种热感觉神经末端即冷觉、热觉、热痛觉和冷痛觉,它们可以感觉皮肤温度并将信息传递到大脑。

4.1.2.2 温度感受器

(1) 温度选择特性

用不同性质的点状刺激仔细检查人的皮肤会发现,冷热感觉的感受区在皮肤表面呈互相独立的点状分布;如用 40℃ 的温度刺激作用于皮肤时,可找到皮肤的热点;用 15℃ 的温度刺激可找到冷点。

冷、热感受器只选择性地对热刺激发生反应。当皮肤温度升高到 32~45℃ 时,热感受器开始放电,在此范围内,放电的频率随着皮肤温度的升高而逐渐增加,热感觉也逐渐增强。皮肤温度一旦超过 45℃,热感觉消失代之为热痛觉。因为,皮肤温度一旦超过 45℃ 便成为了伤害性热刺激,此时温度伤害性感受器开始兴奋,热感受器放电明显减少。由此说明,热感觉是由温度感受器介导的,而热痛觉是由伤害性感受器介导。

同样,冷感受器只选择性地对冷刺激发生反应,引起冷感受器放电的皮肤温度范围较广,可以为 10~40℃。当皮肤温度低于 30℃ 时放电开始增加,冷感觉逐渐增强。在 36℃ 以上或 30℃ 以下,即使皮肤温度没有变化,也常常会有热或冷的感觉。另外,某些化学物质亦可引起温度感觉,如在皮肤上涂抹薄荷油会产生清凉感觉。图 4.3 说明了每个感受器在一个特殊的范围内作用,在高温环境中,热感受器不起作用,痛感受器接受刺激,接受到热的疼痛感。在冷环境中,冷的疼痛感也如此。如果一个温暖的刺激加到冷感受器上时,将没有信号产生。

(2) 动态特性

1982 年,汉塞尔 (Hensel) 研究发现温度感受器的动态特性影响着热感觉,见图 4.4。温度感受器有较强的适应性,当遇到温度突然变化的时候,它受到强烈的刺激,但是,这个刺激信号随着温度变化在一分钟内迅速衰减,直到达到一个稳定值。一个人的皮肤温度上升或下降时,将比同水平温度中的热感或冷感更加强烈,这就解释了为什么进入一个冷水池或热浴盆时会有较强的冷感或热感,这种瞬间暴露的过度反应已经被定义为“超调现象”。温度感受器的动态反应特性,对于处于稳态环境的人体在新的热环境中未达到平衡时的反应预测起着非常重要的作用,这种适应性能力对生存具有明显的意义。

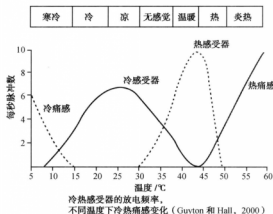


图 4.3 冷热感受器的动态特性 (Guyton and Hall, 2000)^[7]

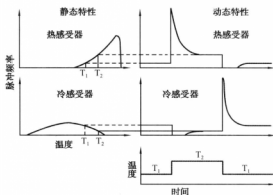


图 4.4 温度感受器的特性^[7]

(3) 分布

盖德(F. A. Geldard, 1969)在《人的感觉》一书中详细论述了人体皮肤冷感受器和热感受器分布的测试,并列出结果说明在人体多数部位上,冷感受器的分布密度高于热感受器达 10 倍以上,冷热感受器在人体各个部位的分布及数量见表 4.1。另一方面,在表皮两侧所进行的刺激反应实验表明,冷感觉的传递时间较短(0.3~0.5 s)。由此估计,冷感受器大约处于皮肤表面以下 0.1 mm 的深处,平均深度为 0.15~0.17 mm;热感受器在 0.3~0.6 mm 处。这表明,冷感受器紧贴表皮层,热感受器的位置在真皮层的上部。这也可以反映出人类对冷的敏感程度要比热的感觉强。

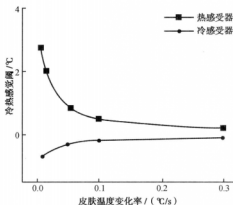
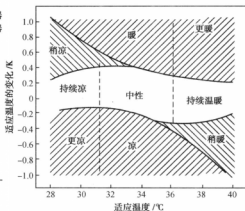
表 4.1 人体皮肤中每平方米厘米冷热感觉点数目 (Hensel, 1982)^[7]

部 位	冷点 (Strughold, Porz, 1931)	热点 (Rein, 1925)
额头	5.5—8	
鼻子	8	1
嘴唇	16—19	
脸部其他部位	8.5—9	1.7
胸部	9—10.2	0.3
腹部	8—12.5	
背部	7.8	
上臂	5—6.5	
前臂	6—7.5	0.3—0.4
手背	7.4	0.5
手掌	1—5	0.4
指背	7—9	1.7
指掌	2—4	1.6
大腿	4.5—5.2	0.4
小腿	4.3—5.7	
脚背	5.6	
脚掌	3.4	

4.1.2.3 温度感受器与热感觉

刺激的强度及感受器的特性会影响感觉的形成。因此,热感觉并不仅仅是由冷热刺激的存在形成的,还与温度的变化速率、刺激的延续时间以及人体原有的热状态,人体的冷、热感受器对环境的适应性均有关。当皮肤局部温度已经适应某一温度后,改变皮肤温度,若温度的变化率和变化量在一定范围内则不会引起皮肤产生任何热感觉变化。

图 4.5 和图 4.6 是肯斯哈罗 (Kenshalo) 于 1970 年发表的人的前臂皮肤温度对温度变化的响应实验结果。图 4.5 中两条曲线中间的区域是皮肤没有热感觉变化的阈。从图 4.5 可以看出,皮肤对温度的快速变化更为敏感,当变化率在 0.1 K/s 以上时,皮肤温度只要升高 0.5 K ,人体便会感觉温暖;而在 0.01 K/s 的变化率以下,皮肤温度升高 3 K ,人体仍没有任何感觉。图 4.6 反映了前臂皮肤温度变化改变引起的热感觉与适应温度变化之间的关系,中性区在 $31 \sim 36^\circ\text{C}$ 。在 31°C 以下,即便经过 40 min 的适应期,仍然感到凉;在 30°C 时,人体感到持续凉意,温度降低到 0.15 K 以内不会引起感觉上的变化,而当温度升高 0.3 K 也不会产生感觉上的变化,直到皮肤温度升高 0.8 K ,人才会感到温暖;但是当皮肤处于 36°C 适应温度时,冷却 0.3 K 就会感到凉。也就是说,对同一块皮肤, 30.8°C 时有可能会感觉到暖, 35.7°C 时却有可能感觉到凉,这便体现了温度感受器的适应性。

图 4.5 温度变化率对冷感或暖感的作用^[4]图 4.6 皮肤温度改变引起的感觉与适应温度以及变化量之间的关系^[4]

4.1.3 热感觉标度

热感觉不能用任何方法来直接测量。对感觉和刺激之间关系的研究学科称为心理物理学 (Psychophysics)，是心理学最早的分支之一^[2]。尽管人们可以评价房间的“冷”和“暖”，但实际上人是不能直接感觉到环境温度的，只能感觉到位于自己皮肤表面下的神经末梢的温度。在心理学的研究中，描述由于物理量的变化而引起的心理反应称之为心理物理学，而热感觉和热舒适就是这样的反应量。热感觉和热舒适不是一个精确的概念，也不是在某一精确温度下才可能产生的，一个人可以在一定温度范围内感觉舒适，如果温度发生变化以致超出了这一范围也不会突然产生不舒适感，这给热感觉的量化带来了很大的困难。

热舒适研究大多以问卷调查的方式进行，通过直接用热感觉和环境温度之间的关系加以处理，且要求回答者能用某个等级来描述其热感觉，这一等级由许多等级标度组成，其目的是要能够以定量的术语反映人们的舒适度，即要求在研究时首先要对热感觉和热舒适进行合理的分度。在心理学方面的感觉测量领域里，分度的类型会影响实验方法和分析方法，因此，热感觉的分度对于热舒适研究及量化分析都非常重要。

4.1.3.1 贝德福德和 ASHRAE 的七点标度

热舒适研究常将热感觉和环境温度之间的关系加以处理，且要求回答者能用某个等级标度 (Rating scale) 来描述其热感觉，热感觉等级标度早在 1927 年就已经被雅格劳 (Yaglou) 所采用。1936 年，英国托乌斯·贝德福德 (Thoms Bedford) 在他的工厂环境调查中提出了著名的舒适标度，见表 4.2。这一调查并未将标度直接提供给回答者，而是采用由观察者询问回答者有关他的舒适状态的方式，将他们的回答按标度分类。然而，在之后的所有研究工作中的通常作法都是把标度交给受试者，让其勾出最能描述他热感觉状态的用语。从那时起，无论是人工气候室的实验研究工作，还是现场调查都广泛采用了这种标度。

美国采暖、制冷与空调工程师协会 (ASHRAE) 常采用的 7 点标度^[16]，也在表 4.2 中列出，

其中括号内的为现在 ASHRAE55 系列热舒适标准常用的数值。与贝德福德标度相比,它的优点在于精确地指出了热感觉,并用了诸如“太”这一类评价用语,而贝德福德标度则分不清温暖和舒适。但实际上两个标度的特性非常相似,用它们得到的结果可以直接比较。

表 4.2 贝德福德和 ASHRAE 的七点标度^[4]

贝氏标度		ASHRAE 标度	
过分暖和	7	热	7(3)
太暖和	6	暖	6(2)
令人舒适的暖和	5	稍暖	5(1)
舒适(不凉也不热)	4	正常	4(0)
令人舒适的凉快	3	稍凉	3(-1)
太凉快	2	凉	2(-2)
过分凉快	1	冷	1(-3)

贝氏标度和 ASHRAE 标度都选择了 7 个点,也有一些研究工作者曾经用过 3 点~25 点之间的各种标度,但最近的心理学研究工作表明,人可以正确无误地分辨出大约 6 种不同的音调以及大约 5 种不同的响度。米勒(Miller,1956)对几种不同类型的刺激进行研究,发现一般人能不混淆地处理的感觉量级大约不超过 7 个,因此,七点法比较适合正常人的分辨能力,且七点法的中性状态也位于等级中点。

标度的分级是一些规定的数字,习惯上从 1—7,或 -3—0—+3,对称的分度比较合乎逻辑,但是早期的研究者为了避免负数的使用产生误解,常用 1—7。七点标度常用等级标度来划分,即可以明确地把热感觉的级别排列出来(通常可以按次序用编号来表示),是一种顺序标度。这样就可以进行非参数统计检验,一般局限于检验“A 大于 B”形式的假设。

在分级中,每个级差的宽度相等,即从 1—2 的感觉变化程度与从 2—3 一样,但并不不是一个等比数列,即感觉 2 并不意味着 2 倍于等级 1。这将易于检验,有可能仅用内在的数据以验证某个等级标度并得出各个等级的心理学宽度,即不需采用与诸如温度之类的物理变量有关的信息。阿特涅夫(Attneave)在 1949 年证明了用等级均分法(method of graded dichotomies)可以做到相等的感觉变化与相等的温度变化相吻合。1978 年,麦金太尔(MacIntyre)所发表的分析表明,热感觉标度是可以处理成等间距分度的,但这一方法不能用于两端的等级,必须将两端等级的宽度视为不确定的。

4.1.3.2 其他热感觉标度

由于采用了分离的七级指标值,当投票者的感觉处于 1 和 2 之间时,他要么投 1,要么投 2,结果增大了统计分析的标准差。因此,在温湿度变化范围较小的情况下采用连续刻度,可以使结果更精确一些,连续刻度如图 4.7 所示。

随着热舒适研究的深入,研究者开始将各种与热感觉有关的感觉标度,同时将其指标化。如重庆大学李百战课题组在研究中细化了人体的各种感觉,尝试使用了某些相应的标度,也取得了比较好的效果。例如,出汗感用 5 点指标(1 完全没有出汗,皮肤干燥;2 没有出汗,但皮肤有些粘;3 微微出汗,皮肤湿润;4 有出汗,皮肤表面形成汗珠;5 出汗很多,有汗滴落下);湿度感觉用 7 点指标(-3 很干燥,-2 干燥,-1 有点干,0 适中,1 有点潮,2 潮湿,3 很潮

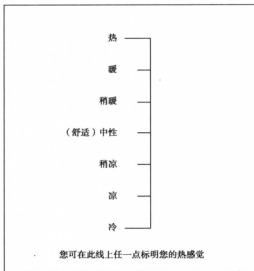


图 4.7 ASHRAE 七点连续标度

湿); 风速感觉用 7 点指标(-3 很闷, -2 闷, -1 有点闷, 0 舒适无风, 1 舒适有风, 2 风有点大, 3 风很大)^{[12]~[13]}。

4.1.4 热舒适标度

人体热舒适范围可以取热感觉七点标度的三个中间等级。在贝德福德(Bedford)指标上“适度冷”和“适度热”的感觉都可以取为可接受的环境条件; 在美国 ASHRAE 标度上, 相应的三个中间等级也可以取为舒适范围。在连续温标上, 舒适范围从 2.5—5.5, 也就是说从 2 级和 3 级间的转折点开始, 到 5 级和 6 级间的转折点为止。其实, 贝德福德指标是热舒适和热感觉标度混合, 然而这种混合是因为没有对热感觉和热舒适加区分, 这也影响到了它的使用。

对于热舒适的标度, 早在 1977 年, 盖吉(Gagge)等人就提出了一种热舒适的四级标度: 1 舒适, 2 轻微不舒适, 3 不舒适, 4 很不舒适。1986 年盖吉(Gagge)又以皮肤湿润度为参数提出了热不舒适指标 DISC, 它以 0 点为中和点, 冷边为负值, 热边取正值。此项指标的优点在于: 第一, 适用的条件范围很广泛而不仅适用于一般的“室内”条件; 第二, DISC 指标可表述对于不舒适程度的评价, 因而可在冷条件与热条件间找到与一般反应相当的值。在使用热感觉与热舒适标度过程中, 研究者不但要考虑到标度描述的准确性与可行性, 还应考虑到数据处理和实际的工程意义。

4.1.5 整体热感觉与局部热感觉

4.1.5.1 概述

从我们的生活体验中可以很明显地感觉到整体热感觉与局部热感觉的区别, 比如在冬季

非空调房间中,人体手脚膝盖等部位感到比较凉,而躯干和头部有较为满意的热状态,此时的整体热感觉仍可以是感觉良好,但局部热满意度不高。一方面原因可能是脚部的服装热阻值较低,另一方面也可能是身体各个部位热感觉灵敏度不同。

局部热感觉是指身体各个局部对热环境的感受,而整体热感觉是指人体总体上对于热环境的感知或者说满意程度。从实验方法上讲,研究局部或整体热感觉,首先要使人体局部或整体处于该热环境中,也就是说对局部或整体热感觉的研究是通过他们的热暴露来实现的。与以往在实验中身体暴露于均一热环境的全身热暴露相对应,身体的一个或几个部位暴露在与其它部位不同的热环境的情况称为局部热暴露。研究方向从全身热暴露到局部热暴露的转变有助于揭示人体热反应的深层次规律。国内外学者对局部热暴露的研究先后经历了两个重要阶段。第一阶段是在保持全身热感觉中性的条件下考察局部热暴露对热舒适的负面影响,并在实际应用中进行各种约束条件的局部受热或冷却现象的限制性研究;第二阶段是在偏热或偏冷的热环境中考察局部热暴露对提高热环境可接受程度的积极作用,并对其设计和应用提供指导的应用性研究。两个阶段的研究反映了局部热暴露对全身热反应影响的可变性和复杂性,深入了解其影响规律是合理应用局部热暴露的前提。

4.1.5.2 不同身体部位的局部热感觉

显然,局部热感觉和整体热感觉并不是毫不相关的概念,它们是紧密联系的。局部热感觉有别于整体感觉,其表现颇不相同。当相同的热刺激作用于人体的不同部位时会产生不同的感觉。

在皮尔斯(Pierce)基础实验室中,研究工作者们借助测量热刺激对出汗量的影响(受试者在炎热环境中出汗,并监测其大腿上的出汗量)以调查局部热刺激对人体不同区域的作用。纳德尔(Nadal, 1973)发现热刺激不论作用在人体上何处都会增加大腿上的出汗量,而冷刺激则会减少出汗量以及人体不同部位受热对大腿出汗的相对影响,测得脸部热灵敏度是胸部、大腿或腹部的3倍;就引起出汗的有效作用而言,小腿温度的升高约为大腿上同样温度变化的一半。史蒂文斯(Stevens, 1974)等人用辐射热刺激体表的10个不同部位以观察热灵敏度的变化,受辐照的面积约为 20 cm^2 ,热脉冲的延续时间是3秒,由实验可以得到灵敏度的一个清楚的等级序列:脸部最敏感,接下来是胸部、躯干和背部以及臂部和腿部。人体各部分之间对热感觉的刺激并没有很大的差别,在低水平刺激下,灵敏度的差别最为明显;在面颊上所能感觉到的刺激可能低于大腿上的感觉阈,因此而强度的刺激在大腿上完全感觉不到。当辐射强度增加到每平方米几千瓦时,差别就会大为减小。克劳绍(clausius)以类似的实验验证了局部冷却对出汗量的作用,在实验中将一个冷的温度探测器作用到不同部位上,再次发现脸部是最敏感的。

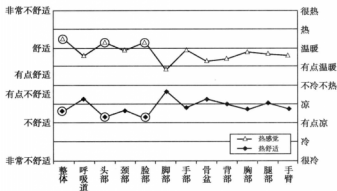
张慧(Zhang Hui, 2003)和阿伦斯(Arens, 2006)等在研究中指出,处在相同环境下的人体各局部的热感觉和热舒适有明显的不同。所有部位的热舒适感基本上在四个尺度单位内变化(从非常不舒适到舒适)。在相同的冷环境中,从最小冷感觉(呼吸区域的微冷)到最大冷感(手区域的很冷)感觉差异超过2.5个感觉比例单位。手和脚比其他部分感到更冷些,它们的皮肤温度也是最低的。如表4.3,在 $15.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的冷房间中的局部皮肤的温度分布可以看到,手和脚的皮肤温度与额头相差大约在 $9\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。头部对冷不敏感,对热较为敏感,其在冷环境中

表 4.3 稳定冷环境下局部皮肤温度

部 位	皮肤温度/℃
头 部	30.7
面 部	27.7
颈前部	33.5
颈后部	34.5
胸 部	30.9
背 部	32.4
腹 部	28.7
上 臂	24.7
前 臂	27.3
手 部	23.1
左手指	27.0
大 腿	26.5
小 腿	24.3
脚 部	21.4
平均值	26.8

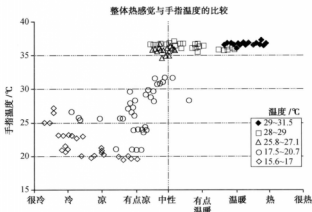
比其他部位感觉温暖。被测试者的整体热感觉接近于最冷部位的感觉,即手和脚的感觉,尽管整体热感觉是冷的等级,局部感觉如头部(头、脸、呼吸区和颈部)却是凉的等级,局部热感觉(整个头部)是舒适的,其他部位则是不舒适的,整体热舒适感是趋向于局部投票率最差的部位,而头部的舒适对整体热感觉的影响不是很明显。

在温暖的环境中,局部感觉也存在相当明显的差异。图 4.8 中可以看出从头或脸部到脚部,皮肤的温度变化相对于冷环境很小(2.7℃),感觉分布不随皮肤温度变化。与冷环境中整体感觉受血管末端的收缩影响不同,在热环境中整体热感觉和头部的热感较接近。与冷环境中局部热舒适不一样,当头部区域的热舒适达到最不舒适时,所有的区域都不舒适,整体的不舒适度接近与头部区域的热不舒适相似。头部对冷不敏感,对热敏感,这和史蒂文斯(Stevens, 1974, 1979)的早期描述相同。

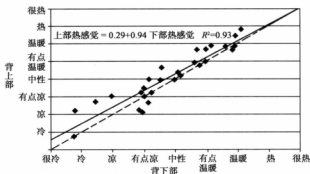
图 4.8 温暖环境下整体与局部热感觉与热舒适的差异^[7]

张慧(Zhang Hui)^[7]记录了在长时间测试中,受试者最后 10 min 的整体热感觉和手指温度的变化,结果如图 4.9。当整体热感觉为温暖和热的时候(投票指标为 0.5~2.8),他们的手指温度接近于 37℃,接近核心温度。对于凉到冷的整体感觉状态下,(指标在 -0.5 以下),手指温度的范围在 20~30℃。无论何时只要手指温度在 30℃ 以上时,整体热感觉都在 -0.5 以上(在中性热感觉的低区)并且没有冷的不舒适感($p < 0.001$)。当手指温度在 30℃ 以下时,整体热感觉(除了少数几个点外)都在 -0.5 以下($p < 0.001$),因此很可能造成冷不舒适感。30℃ 是一个从温暖到凉的明显的界限,所有实际不满意投票都在 28℃ 以下。

阿伦斯(Arens, 2006)等在对背部热感觉的研究中指出,背部上面部分比下部要感到温

图 4.9 整体热感觉与手指温度的比较^[7]

暖。图 4.10 为背部上下的热感觉,当背下部感觉是热中性时(热感觉投票为 0),背上部感到稍暖(热感觉投票在 0.3)。当背上部感到热中性时,背下部感觉凉。这种热感觉结果也可以应用到热舒适状况的设计中,比如一个带有加热功能的椅子,在设计时可以考虑到这一点。

图 4.10 背部上部与下部的热感觉比较^[7]

弗兰克(Frank)^[7]等在 1999 年的研究中指出,尽管核心温度对人体热调节的作用要比皮肤温度的作用大,但对决定主观热感觉的因素来说,皮肤和核心温度同等重要。皮肤温度在中性温度范围内变化,热感觉不会发生变化。在这个范围内,可以设置适合于当前人们感到舒适的温度,见表 4.4。在较冷环境中,颈部通常需要保持很高的皮肤温度,所以在温暖的环境中,吹向脑部的风会让人感到较为凉爽。这表明轻质的颈后部服饰可以很好的适应体温调节,尤其像办公室这种人们长时间朝向一个方向的环境,此项结果与我们日常经验基本吻合。

表 4.4 人体各部位皮肤舒适温度范围^[7]

部 位	T_{low}	T_{high}
头部	33.8	35.8
面部	32.0	36.2
呼吸道	31.7	35.2
颈前部	36.0	36.6
胸部	33.8	35.4
背部	33.8	35.8
骨盆	32.6	34.8
上臂	31.0	34.6
前臂	31.0	36.5
手部	30.0	36.0
大腿	31.6	34.8
小腿	31.8	35.1
脚部	30.8	35.0

4.1.5.3 局部热感觉权重的确定

除了通过比较某个局部和整体热感觉的关系外,局部热感觉对全身热感觉的影响也采用影响权重的方法进行研究,即将各个部位的局部热感觉按影响权重加权平均得到全身热感觉,因此,部位的影响权重越大,全身热感觉对其局部热感觉的变化越敏感。

英格索尔(Ingersoll,1992)将各个部位的 PMV 按各自面积加权平均得到全身的 PMV。同年萩野(Hagino)在汽车车厢内热环境的研究中发现:按面积百分比加权平均得到的平均热感觉,用全身热感觉投票比各部位热感觉投票更加接近中性值。萩野(Hagino)还应用逐步回归的分析方法进一步研究得出,受试者的全身热感觉反应,是由某些暴露于空气和太阳辐射的小面积身体部位所主导。

张慧(Zhang Hui, 2003)建立的 Berkeley 热舒适模型首次把人体划分为 19 个部位(头部、脸部、呼吸区、颈部、胸部、背部、臀部、上臂(左右)、前臂(左右)、手(左右)、大腿(左右)、小腿(左右)和脚部(左右)),并进行系统化的局部热暴露实验研究,提出各部位的局部热感觉模型。并在此基础上建立了适用于不均匀热环境的全身热感觉模型和全身热舒适模型^[8]。该模型说明局部热感觉由局部皮肤温度和全身平均皮肤温度决定。全身热感觉由各个部位的局部热感觉按其权重线性叠加得到,各个部位的权重不是恒定常数,而是这个部位的局部热感觉与其他部位局部热感觉平均值之差的线性函数。全身热舒适由各个部位的局部热舒适决定,局部热舒适与全身热感觉和局部热感觉相关,在全身热感觉保持不变的情况下,局部热感觉与局部热舒适近似呈分段线性关系。胸部(包括胸部和腹部)、背部(包括上背部和下背部)和臀部,具有较大的影响权重,主导着全身热感觉。

清华大学李俊(2004)通过个体送风的研究发现头颈部对全身热感觉的影响权重最大,上半身(包括胸部和腹部)次之,下半身最小。而且部位的影响权重与房间背景温度无关,仅与局部刺激的强度相关。随着个体送风风速的增加,头颈部的局部刺激强度增加,头颈部的影响权重增大,而随着个体送风温差的增大,冷风下坠造成上半身局部刺激强度的增加,下半身

的影响权重增大^[9]。

清华大学张宇峰和赵荣义等在 2005 ~ 2007 年利用影响因子的新分析方法,分析了局部热暴露对全身热感觉的影响,分析指出稳态条件下暴露部位对全身热感觉的影响权重和影响因子与房间背景温度和局部送风温度无关。影响因子是局部热暴露对全身热感觉的外在表现,影响权重是其内在原因,二者通过部位间热感觉的相互影响联系在一起。由表 4.5 可知,相对于胸部(腹部以上部位)和背部热暴露,脸部热暴露对身体其他部位热感觉的影响更大。胸部热暴露对背部热感觉的影响与背部热暴露对胸部热感觉的影响相近,而胸部和背部热暴露对脸部热感觉的影响明显小于脸部热暴露对胸部和背部热感觉的影响^{[10],[11]}。

表 4.5 暴露部位对身体其他部位热感觉的影响因子

暴露部位	脸部热感觉	胸部热感觉	背部热感觉	下半身热感觉
脸部	1.00	0.54	0.57	0.43
胸部	0.16	1.00	0.40	0.31
背部	0.18	0.30	1.00	0.30

2008 年重庆大学李百战课题组利用多元回归分析方法研究局部热感觉对全身热感觉的影响^[13],通过对整体热感觉与局部热感觉最优回归模型的建立,得出各环境下局部热感觉对整体热感觉的影响情况:在高温环境下,整体热感觉受到除额头部位以外其他部位热感觉的影响,其中手臂热感觉对全身热感觉影响最大,手、小腿和胸口部位的热感觉次之;在高温吹风环境下,整体热感觉受胸口、背部、手臂和大腿部位热感觉的影响,手臂部位热感觉对全身热感觉影响最大;在低温环境下,整体热感觉受手部热感觉影响最大,其次为大腿和颈部,胸口和小腿部位热感觉对整体热感觉也存在一定的影响;在低温吹风环境下,整体热感觉受到手臂、大腿和小腿部位热感觉的影响,其中手臂部位影响最大。

4.2 热舒适

4.2.1 热舒适的定义和争论

热舒适是一种对环境既不感到热也不感到冷的舒适状态,用来描述室内人员对热环境表示满意的程度。关于热舒适的定义,现在比较通用的是美国供暖制冷空调工程师学会标准 ASHRAE 55 标准中的定义——热舒适是人对于热环境感到满意的意识状态。这一定义认为热舒适是人体对周围环境在主观心理上的一个感知过程。这个过程会受到很多因素的影响,这些因素分为热环境参数和人体参数两类:热环境参数包括,空气温度、气流速度、空气湿度和平均辐射温度;与人体有关的参数包括,能量代谢率及服装热阻。

虽然热舒适的定义非常简单,但是人们对于热舒适的争论却由来已久,主要的焦点在于究竟什么状态是热舒适。早在 1917 年爱贝克(Ebbeke)就提出“热感觉是假定与皮肤热感受器的活动有联系,而热舒适是假定依赖于来自热调节中心的热调节反应”。贝德福特(Bedford)在 1936 年提出热舒适 7 级评价指标,这一指标反映出对热舒适和热感觉是合二为一的。1949 年,温斯洛(Winslow)和赫林顿(Herrington)开始提出将热感觉和热舒适指标分开,此后

盖吉(Gagge, 1977)及哈迪(Hardy)等人则采用两种评价指标。1966年,ASHRAE开始使用7级热感觉指标,但该指标并未涉及“舒适”或“愉快”与否的评价。1970,范格尔(Fanger)在其《热舒适》一书中的解释是“热中性和热舒适是一样的,且这两个概念后来以同义来对待”。盖吉(Gagge, 1977)解释热舒适为“一种对环境既不感到热也不感到冷的舒适状态,也就是人们在这种舒适状态下会有‘中性’的热感觉”。汉塞尔(Hense)引证舒适的含义为满意、高兴和愉快。

1992,在美国供暖制冷空调工程师学会的标准中,对热舒适有明确定义,即热舒适是对热环境表示满意的意识状态。1996,卡巴那科(Cabanac)认为“热舒适应由‘愉快’和‘不愉快’这类术语来定性描述”,并指出“愉快是暂时的,愉快是一种有用的刺激信号,愉快是动态的,愉快实际上只能在动态条件下观察到”。赵荣义就热舒适的问题进行了分析,明确了热舒适与热感觉的区别,指出热舒适和热感觉具有不同的含义,不应视为同义,也不应混用,在稳态热环境下,一般只涉及热感觉指标,不涉及热舒适指标;只有动态热环境下才可能出现热舒适,但热舒适不是持久的,只是一个动态过程,与热舒适过程相伴的总是有不适的产生或消失;只有在定义无差别(无刺激)状态下的热感觉当作热舒适时,才可有条件地使用“热舒适”一词。

相对于热舒适的定义,热不舒适的概念也被提出并得出了一些重要的结论。从热不舒适的语义上很容易让人产生误解,热不舒适是指的什么?盖吉(Gagge)等人最早定义热不舒适包含有冷感的不舒适和热感的不舒适,然而在其随后的研究中又将皮肤湿润度与热不舒适相联系,这就使得热不舒适逐渐与热感的不舒适联系更为紧密,因为冷环境下的皮肤湿润度一般来说都是保持最低的隐汗状态,是不易研究的。加之有新的提法不断产生,这样就造成了现在对于热不舒适理解的含糊不清,研究者应该注意不同热不舒适研究结论的适用范围。

4.2.2 稳态热舒适方程

4.2.2.1 舒适条件

影响人与环境热交换的因素包括环境因素和人的因素两个方面,环境因素指:空气温度、相对湿度、平均辐射温度以及空气流速,人的因素则是能量代谢和服装。由能量转换及守恒定律,可以得到热平衡方程式4.1。稳态热舒适理论认为,热舒适的基本条件有3个:

(1) 人体与环境的换热达到热平衡

人体的产热量与换热量相等,蓄热率为零,即 $S=0$ 。如果不相等,由于人体的蓄热失衡,体会进行相应的调节来建立新的平衡,这种状态下,人体不会处于热舒适的状态。因此,热平衡是判断人体达到热舒适的充分条件。对于一定活动量水平的人,处于热平衡状态情况下,如果皮肤温度过高或者出汗增加会使人感到不舒适^[5]。因此,热舒适条件2、3条便对皮肤温度和出汗进行了规定。

热平衡方程可以写成

$$f(M, I_{cl}, t_a, t_{m}, P_a, v, t_{ms}, E_{nw}) = 0 \quad (4.1)$$

式中各项含义与前述相同。

(2) 皮肤平均温度应具有与舒适相适应的水平

人体的热感觉与皮肤平均温度有关,当能量代谢率较高时,舒适所需要的皮肤温度通常低于坐着工作时的皮肤温度。

(3) 在舒适状态

人体的排汗率应该在较小的范围,排汗率也是能量代谢率的函数。范格尔教授^[14]利用堪萨斯州立大学所完成的实验结果提出了舒适的皮肤温度、所期望的排汗率和新陈代谢活动之间的定量关系,见式 4.2,式 4.3。

$$t_{\text{mak}} = f(M/A_D) \quad (4.2)$$

$$E_{\text{rw}} = A_D f(M/A_D) \quad (4.3)$$

根据条件 2 和条件 3,式 4.1 可以简化为:

$$f(M, I_{\text{cl}}, t_a, t_{\text{net}}, P_a, v) = 0 \quad (4.4)$$

4.2.2.2 热舒适方程推导

在稳态环境下,经过一段时间后,人体达到热平衡,此时满足舒适的充分条件,即 $S = 0$,热平衡方程可表达为

$$M - W - E_{\text{diff}} - E_{\text{rw}} - E_{\text{res}} - C_{\text{res}} = K = R + C \quad (4.5)$$

式中 M ——人体能量代谢率, W/m^2 ;

W ——人所完成的机械功, W/m^2 ;

E_{diff} ——皮肤水分扩散热损失, W/m^2 ;

E_{res} ——在一定皮肤湿润度下的实际蒸发热损失, W/m^2 ;

E_{rw} ——实际蒸发汗液热损失, W/m^2 ;

C_{res} ——呼吸造成的显热损失, W/m^2 ;

K ——由皮肤表面传递到服装外表面的热量, W/m^2 ;

R ——人体与环境的辐射热交换, W/m^2 ;

C ——人体与环境的对流热交换, W/m^2 。

式中相应的计算公式在第 2 章已经介绍,现归纳如下:

$$W = \eta M$$

$$E_{\text{diff}} = 3.054(0.256t_{\text{mak}} - 3.37 - P_a)$$

$$E_{\text{res}} = 0.0173M(5.87 - P_a)$$

$$C_{\text{res}} = 0.0014M(34 - t_a)$$

$$R = 3.98 \times 10^{-8} f_{\text{cl}} (T_{\text{cl}}^4 - T_{\text{net}}^4)$$

$$C = f_{\text{cl}} h_c (t_{\text{cl}} - t_a)$$

$$K = \frac{t_{\text{mak}} - t_{\text{cl}}}{0.155 I_{\text{cl}}}$$

将以上各项表达式代入式 4.5 中,得到

$$M(1 - \eta) - 3.054(0.256t_{\text{mak}} - 3.37 - P_a) - E_{\text{rw}} - 0.0173M(5.87 - P_a) - 0.0014M(34 - t_a) =$$

$$\frac{t_{\text{mak}} - t_{\text{cl}}}{0.155 I_{\text{cl}}} = 3.98 \times 10^{-8} f_{\text{cl}} (T_{\text{cl}}^4 - T_{\text{net}}^4) + f_{\text{cl}} h_c (t_{\text{cl}} - t_a) \quad (4.6)$$

上式的中间项 K 为过渡项,用于计算平衡态的服装外表面温度,便于下面热舒适方程的计算。

在一定的环境中,活动量和着装一定的人,可以通过皮肤温度和出汗率的不同组合等生理反应来维持热平衡,舒适条件 2 和 3 就要求在平衡状态下皮肤温度和出汗率维持在一个较小的区域,可以通过以下列表表达式反应:

$$a < t_{\text{sk}} < b \quad (4.7)$$

$$c < E_{\text{sw}} < d \quad (4.8)$$

为了确定上面两个公式的界限,在稳态条件下,范格尔教授(Fanger)^[15]通过大量的热舒适实验找到了稳态条件下皮肤温度以及单位面积蒸发散热与能量代谢率的关系图,见图 4.2。通过线性回归得到了下列公式:

$$t_{\text{sk}} = 35.7 - 0.0275(M - W) \quad (4.9)$$

$$E_{\text{sw}} = 0.42(M - W - 58.15) \quad (4.10)$$

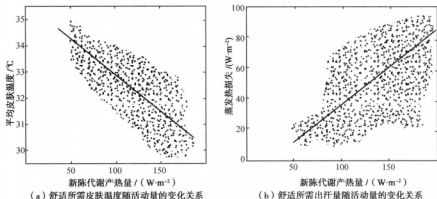


图 4.11 热舒适生理条件^[15]

由图及回归的公式可以看出,随着能量代谢率的增加,相应的舒适皮肤平均温度降低,而蒸发散热会增加,与实际经验相吻合。而出汗量的增加,潮湿的皮肤与衣物粘连会引起人体的热不舒适,如果活动量增大,而要保证甚至减小出汗量,那么环境温度要降低、空气流速要增加,环境的平均辐射温度要降低,从而表明皮肤平均温度和出汗是热舒适的两个基本条件。

式(4.9)和式(4.10)是在着装固定和环境参数固定的条件下得到的,为了验证不同参数组合条件下,两个公式的适用性,安德森(Anderson)^[15]通过 32 名受试者在不同组合下(两种活动水平,两种服装组合,两种辐射温度及两种风速)进行了 3 h 的实验,结果表明舒适状态下,皮肤平均温度和出汗量没有显著差异,式(4.9)和式(4.10)可以代入式(4.6)进行计算。

$$M(1 - \eta) - 3.054[5.765 - 0.007(M - W) - P_a] - 0.42(M - W - 58.15) - 0.0173M(5.87 - P_a) - 0.0014M(34 - t_a) =$$

$$\frac{35.7 - 0.0275(M - W) - t_{cl}}{0.155I_{cl}} = 3.98 \times 10^{-8} f_{cl}(T_{cl}^4 - T_{mn}^4) + f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a) \quad (4.11)$$

通过上式左侧两项可以得到:

$$t_{cl} = 35.7 - 0.0275(M - W) - 0.155I_{cl} [M(1 - \eta) - 3.054[5.765 - 0.007(M - W) - P_a] - 0.42(M - W - 58.15) - 0.0173M(5.87 - P_a) - 0.0014M(34 - t_a)] \quad (4.12)$$

将式(4.11)的中间项去掉便得到了热舒适方程:

$$M(1 - \eta) - 3.054[5.765 - 0.007(M - W) - P_a] - 0.42(M - W - 58.15) - 0.0173M(5.87 - P_a) - 0.0014M(34 - t_a) = 3.98 \times 10^{-8} f_{cl}(T_{cl}^4 - T_{mn}^4) + f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a) \quad (4.13)$$

经过许多研究,舒适方程已被证实稳态热环境中非常适用。在它提出后的几年内,哥本哈根实验室进行了几项实验以验证其可靠性,验证主要采用直接确定法,即让受试者所在实验室的温度达到他所满意的温度。结果表明:受试者在某一活动状况下处于热舒适状态时,其平均皮肤温度与衣着状况、空气速度、平均辐射温度和空气温度的综合作用无关。而且,当人体在某一活动状况下感到舒适时,受试者所具有的蒸发热损失则与环境变量无关。皮肤表现平均温度 t_{msk} 和出汗率 E_{msk} 的实际值与用舒适方程所预测的值很接近,事实是这些值是不随衣着和空气流速而变化的,这就证明了舒适方程的基本前提,即一个人感觉到的是他自己的温度,而不是环境的温度。

由于有关舒适方程所依据的大多数实验毕竟是以健康的美国年青人或欧洲大学生为受试者而进行的,而且当时的热舒适理论水平有限,因此它具有一定的局限性。大量的后续研究发现,它对于一些变量极端值并不适用,并且将舒适方程应用到其他地区时应进行修正。

由20世纪70年代初期所完成的许多试验得知,用舒适方程所预测的较佳温度不受年龄、性别、试验时的钟点、出生的地方、肤色和健康水平等因素的影响。这些研究中的受试者都是坐着工作、穿轻薄服装的,而在所有情况下均发现较佳温度很接近舒适方程所预测的25.69℃。迄今尚无证据表明有任何一组人会始终喜欢某个不同于正常值的温度。这并非说人所喜欢的温度是不变的,每个人均有其自己更喜欢的温度,而且这些温度往往非常准确。人与人之间在所喜欢温度方面的标准偏差是1.2K,这个值是对坐着工作、穿轻薄服装的人而言,在其他条件下会有所不同。

几乎没有人对连续高水平新陈代谢活动下的舒适感进行过研究。然而,在活动时,人对温度不太敏感而且不能确切知道活动量的大小,这就使舒适方程的解答变得不那么严格。

4.2.2.3 热舒适方程应用

热舒适方程的价值在于将环境变量和与人有关的变量统一到一个方程当中,给出了各个变量之间的关系,而热感觉指标确立的关键也在于热感觉等级和六个影响因素的关系,因此,热舒适方程也是PMV—PPD模型的基础。

4.2.3 自由运行建筑中的热舒适

人多数时间是在室内度过的,考虑到室内温度在一定程度上依赖于室外温度,奥利斯姆(Auliciems)就假设二者之间可能有一个统计关系。汉弗莱斯(Humphreys)根据这个假设,分别对自由运行建筑(不含空调采暖等的建筑)和非自由运行建筑做了相关研究,得到了室内中

性温度和室外温度的关系,如图 4.12。汉弗莱斯(Humphreys)由研究数据得到了两种建筑中性温度和室外温度之间的回归方程^[29]。这个研究表明了人对室外气候具有适应性的同时,也说明了在自由运行建筑和非自由运行建筑之间热中性存在着显著差异。

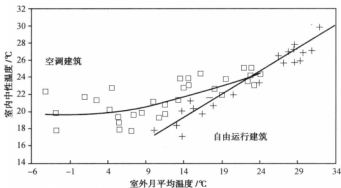


图 4.12 中性温度和室外温度的关系图(Humphreys, 1976)

对于自由运行建筑的热舒适研究存在着一个问题是,中性温度的计算是在变化的环境中进行的,它的值会随着人们对变化环境的不断适应而改变,传统的方法是将现成调研数据进行回归分析得到对温度的平均舒适率^[30],或者用概率计算出最多数人觉得舒适的最佳温度^[31]。这两种方法都需要大量的数据和较宽的温度范围才能达到一定的精度。如果在调查的过程中,人的适应性水平发生变化,所得到的中性温度就只是调查的一个平均值。如何才能从一个适当小的样本里得到中性温度呢?格里菲思(Griffiths)建议用单本体制值来计算舒适和最佳温度之间的衰退系数,我们称为“格里菲思常数”, $G(K-1)$ 。假设舒适度的值为零代表舒适,则中性温度可以通过舒适投票来计算,如果舒适度的值 C 在 ASHRAE 中不是用零代表舒适,那么中性温度 T_{comf} 可以将通过黑球温度 T_g 作为最佳温度的一个测量值来估算,格里菲思常数的研究数值可以从相关文献中查到。这样就能比较快速的得到各个地方自由运行建筑中的热中性温度,也为分析自由运行建筑和空调建筑热舒适的不同提供了方便,那么这些不同产生的原因何在呢?

$$C - O = G(T_g - T_{\text{comf}}) \quad (4.14)$$

$$T_{\text{comf}} = T_g - C/G \quad (4.15)$$

不同地域的人有不同的体表特征,这些特征多是为了适应当地环境而逐渐形成的,这反映了人体具有很强的生理适应性^[22-25],对于不同气候的热反应以及对环境的期望值也应该有所不同。长期居住在炎热或者寒冷地区且没有空调和采暖的人,从心理上就做好了承受室内较高或较低温度的准备,并且当人们能够对引起不快的因素加以控制时,不快的程度将会减弱。如果在热不舒适时可以采取一些手段来改善热感觉,则可以从行为上达到热舒适。这些适应性让人对环境变化有一定的调节能力。当温度变化,人们可以加减衣服、使用风扇或打开窗户等,随着时间的推移,这些行动将使得人们对舒适温度的投票结果产生变化。而稳态

模型中并没有考虑到这些因素,因此许多学者开展了适应性模型的研究。但是,在旧金山的一个对空调房间的研究中,同时用范格尔的 PMV (热平衡) 和奥利斯姆 (Auliciems) 的适应性模型对热中性温度进行预测,无论冬夏,二者所得的结果都具有 consistency。为了进行更多的对比,ASHRAE 发起了对热湿环境和寒冷环境的办公建筑的 PMV 预测的研究。最后发现在空调环境下,人们感到舒适的温度和湿度范围相对非空调环境下要窄一些,在非空调环境下,人的热舒适反应与传统的适用于稳态空调环境的 PMV 指标值存在较大偏差,于是研究的焦点就汇集到非空调环境和空调环境的区别上。在影响热舒适的六个因素中,环境因素主要是温度、风速和湿度,空调环境和非空调环境的最大的区别在于空调环境各个参数相对比较稳定,缺少热刺激,而非空调环境各个环境参数都具有波动性,其中最显著的两个因素就是温度和风速的波动,国内外进行了许多相关研究。

上世纪末,国际上开始重视动态热环境的研究,其目的就在于探索人体在何种动态条件下,既能实现热舒适,又能使难以避免的不舒适过程变得可以接受。这一研究已经取得较大的进展,提出了一些可操作的模式。动态热环境的实现主要依赖空气温度和风速的动态化,国内外对于动态热环境的研究也主要集中在对空气温度和风速的动态化上。

1967 年,盖吉 (Gagge) 等人对“中性—热—中性”和“中性—冷—中性”两种情况进行了研究,发现由中性环境到热环境或冷环境时,皮肤温度的变化存在一个过渡过程,同时热感觉出现“滞后”;然而,当从冷环境或热环境进入中性环境时,出现热感觉“超越”现象,皮肤温度和热感觉有分离现象,盖吉 (Gagge) 认为这种现象是由于皮肤温度急剧变化所致,即皮肤温度的变化率产生了一种

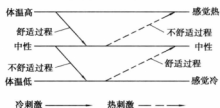


图 4.13 动态条件下冷热刺激的不同反应^[11]

附加热感觉,而这种热感觉掩盖了皮肤温度本身所引起的不舒适感。清华大学赵荣义^[11]总结了前期的研究,分析了动态热环境下人体热反应的特点:在热刺激时人体的热感觉变化较慢,而在冷刺激时则较快,并且当人体温度高于中性时,冷刺激会引起人体的舒适或愉快反应。最后得到了图 4.13,即人体处于不同热状态时,冷刺激和热刺激的不同作用。

卡通内特 (Chatonnet, 1965) 的实验和卡巴那科 (Cabanac, 1969) 的实验,即把人体浸入不同温度的水槽,使其体温升高、降低或保持中性。当体温低时,热刺激使受试者感到舒适或愉快,冷刺激则不愉快。相反在体温高时,冷刺激使受试者感到舒适或愉快,热刺激则不愉快,同时发现在突然暴露于低的环境温度时,冷感觉来得非常迅速。

4.2.3.1 温度动态化

热平衡方程式是以环境变量稳定的稳态条件为前提推导出来的。在实际上环境变量由于种种原因不可能恒定在一个水准上,总是存在着一定的波动。但只要这种波动的幅度不大,而且在整个时间过程中的平均值恒定,那么热平衡方程式是可以直接应用的。

盖吉 (Gagge) 等进行了一些有关热瞬变的实验。他们让受试者从冷或热不舒适的环境中进入热中性环境,发现尽管这时受试者的皮肤平均温度 t_{msk} 及出汗率 E_{msk} 并未达到相应的舒适

范围内,但受试者总是立刻感到舒适;而当受试者从热中性环境突然进入冷或热环境中,他们的热感觉反应与在稳态条件下一样,仍和皮肤表现平均温度及出汗率密切相关的。盖吉认为这主要是在热瞬变条件下,影响人体舒适感更主要的是皮肤平均温度 t_{sk} 的变化速率而不是其绝对值。

在对环境温度湿度瞬变的研究分析中发现:一定程度的热瞬变没有影响人的热感觉;实际环境存在着一定程度的热瞬变;从一个环境进入另一个温湿度不同的环境所造成的影响仅仅发生在初始几分钟内,这对设计热环境并无实际意义。因此,热舒适方程式在应用时可以不考虑热瞬变的影响。

对于渐变热环境,研究者们力图弄清楚室内参数在多大范围内变化,才能即满足人体的舒适范围,又能达到节能效果。贝尔格隆(Berglund)和冈萨雷斯(Gonzalez)研究了三种服装热阻下(0.5, 0.7, 0.9 clo),环境温度分别以四种速率(0, 0.5, 1, 1.5 $^{\circ}\text{C}/\text{h}$)偏离中性温度做单方向变化时,人体热感觉的变化规律,结果表明:低速率(0.5 $^{\circ}\text{C}/\text{h}$)的温度递变条件下,受试者几乎感觉不出温度的变化;环境温度递变速率越大,人体所能接受的温度变化范围越大。贝尔格隆(Berglund)解释可能是因为低速率递变时允许了更多的生理调节,如血管扩张、收缩等;服装热阻越大,人对温度变化的感觉越不明显;速率为 1 $^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 时,单位空气温度变化下,热感觉的变化值总是要比速率为 1.5 $^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 要高,但与速率为 0.5 $^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 无此对应关系。

从现有的研究结果来看,当环境温度出现阶跃变化时,皮肤温度和热感觉的变化有一个过渡过程,皮肤温度因热惯性的存在而滞后。即:(1)人体对环境突变的生理调节十分迅速,并不会对人体产生不良后果;(2)人体在环境突变的生理调节周期中,皮肤温度并不能独立地作为热感觉的评价尺度。因为此时人体正在与周围热环境之间发生激烈的热交换,皮肤温度的变化由于热惯性的存在是滞后的。

4.2.3.2 气流速度动态化

气流脉动频率对人体热感觉的影响。范格尔(Fanger)等人曾经在气候室中让受试者感受速度周期性变化的气流,结果发现频率在 0.3~0.5 Hz 范围内变化的气流会产生更大的不舒适感。田边(Tanabe)等人进行了 7 种波动形式气流的人体热感觉实验,得出按正弦曲线变化的空气流动比恒定的气流有更大的冷却效应;频率为 0.016、0.033 和 0.1 Hz 的气流对人体的热感觉作用相似。阿伦斯(Arens)等人对两种平均风速相同、波动频率不同的气流进行实验比较后,认为在 0.7~1.0 Hz 范围内变化的气流,比在 0.2~0.4 Hz 范围内变化的气流有更好的冷却效果。对此,他们的解释是:冷感受器比热感受器更贴近皮肤表面,所以对外界的高频感受更敏感。

麦金太尔(McIntyre)认为利用风扇可以在室内造成一个舒适环境,然而风速不得超过 2 m/s,太大的风速使人不舒适。ASHRAE 热舒适标准 55—1981 规定了夏季热舒适温度上限为 26 $^{\circ}\text{C}$ 。但堪萨斯州立大学的罗尔斯(Rohles)等人认为在环境相对湿度为 50% 时,只要给一定风速,该温度上限能达到 29.4 $^{\circ}\text{C}$ 。阿伦斯(Arens)认为在相对湿度 40% 时,衣服热阻为 0.4 clo,空气速度为 1.02 m/s 时,舒适温度上限可达 33.3 $^{\circ}\text{C}$ 。人的衣服热阻为 0.5 clo,轻微活动程度,空气温度为 31.1、32.2、33.3 $^{\circ}\text{C}$,对应的相对湿度为 50%、39%、30% 时,房间吊扇

以 1.05 m/s 的风速吹,有 85% 以上的人感到舒适;摇头风扇的最大风速为 1.52 m/s 时,80% 以上的人感到舒适。

以固定风扇与摇头风扇对人体热舒适进行对比的实验表明:摇摆风扇的接受程度优于固定风扇,这表明气流脉动频率对人体热感觉有着不可忽视的影响。并且动态风在较暖环境中对人体致冷效果更强烈于稳定气流。这提示我们在空调设计中的气流脉动频率在 $0.7 \sim 1.0 \text{ Hz}$ 时有更好的冷却效果,更舒适;空调送风的频率、风速要更接近于自然风,才更舒适^{[18]~[21]}。

4.2.4 其他影响热舒适的因素

4.2.4.1 服装参数

人体用来维持舒适温度的生理手段是有限的,一个裸体者借其生理体温调节所能维持的舒适范围是很小的。用新有效温度为环境条件的综合热指标,发现单纯靠生理性体温调节起作用的 ET^* 范围只在 $25 \sim 40^\circ\text{C}$ 。事实上,在大多数情况下,人体体内的热是通过皮肤经服装散发到环境中的,反之亦然。所以评价热环境对人体热舒适的影响时,考虑服装在热交换方面的作用是必要的。

服装的穿着相当于人体表面散热热阻的增加,影响人体与环境之间换热的服装参数主要有:服装热阻和蒸发阻力。

皮肤和着装人体最外层表面之间的热传递是相当复杂的,除了纺织品本身的热传递阻力和纺织品层次之间的空气层的内部对流和辐射过程以外,衣服的缝绉和是否合体对传递阻力也是有影响的。宽松的衣服,可能出现“烟囱效应”。而如果衣服变湿了,其热传递阻力则将会大大下降。

4.2.4.2 年龄

为了研究年龄的不同对选择最佳舒适温度带来的影响,又选了 128 个老年人作了试验。这 128 个老年人的平均年龄为 68 岁,比青年组的平均年龄要大 45 岁。这样大的年龄差异正是为了研究年龄可能造成的影响。所选的老年人都是健康的,每 8 个人一组,每人只接受一次试验,以避免重复试验可能对投票产生一种心理暗示。他们的着装也是标准的 (0.6 clo)。

通常人们认为老年人比较怕冷,所选择的最佳温度可能比青年人要高一些。甚至在 ASHRAE 手册中也指出:“所有超过 40 岁的男女,应选择比低于此年龄限的人要求的舒适温度高 1°C 的有效温度”,但并没有给出依据。一般的理由是年龄大的人基础新陈代谢有所下降,体内得热量较少,因此要求环境温度稍高一些。但他们正好忽视了这样一个事实:老年人的肺活量也减少了,并且由于皮肤结构的变化,使皮肤蒸发阻力上升,隐性出汗也变少了(即皮肤水分扩散 E_{skn})。这样,在热平衡方程式中,产热量与失热量同时减少,其影响正好相互抵消。

实验的结果发现两不同年龄组的人在最佳舒适温度方面没有明显的差别。因此热舒适方程式在应用时可以不考虑年龄的影响。尽管帕特里德 (Partridge) 及麦克莱恩 (Maclean) 在研究了 7~14 岁的加拿大儿童后,没有发现与成人有差别,但方程式能否适用于儿童,特别是婴儿,还有待进一步的研究。

4.2.4.3 性别

关于性别对选择最佳舒适温度的影响,现有的研究得出的结论是相互矛盾的。在美国青年人中进行的实验发现女性希望选择比男性稍高一些的温度,这一差别大约为 0.3°C 。但是在其他一些实验中也发现男性比女性要求环境稍热一些。有些实验中发现的两性间对最佳温度的不同选择是由男女着装习惯的不同造成的,尽管受试者总的着装热阻可以一样,但服装覆盖身体的各部位不同,可能会对热感觉有一定影响。麦克纳尔(Mcnaul)等用420个受试者穿着 0.6 clo 的服装进行三种不同的活动,发现在一种活动量下,男性比女性希望稍热一些的环境,而在另一种活动量下却正好相反,在第三种活动量下,这一差别又消失了。

从理论上讲,女性的基础新陈代谢率稍低于男性,因此喜欢稍热一些的环境,但实验也发现女性的隐性出汗也比较低,这两者又可以抵消。由于从理论上和实际上都找不到性别对最佳温度选择的影响,或者说,即使存在一些差别,其数量级也太,因此热舒适方程式在应用时可以不考虑性别差异。但可以指出这一点:女性好像比男性更敏感一些。对于相同最佳温度的偏差,女性评价出不舒适的程度超过男性。

4.2.4.4 体格与体型

人们通常接受这样一种观点,即身体强壮的人喜欢选择的环境温度可以比身体瘦弱的人低一些,这个观点要经过实验来加以分析。实验的结果表明胖人和瘦人对最佳温度的选择仅有极小的差异。在青年人当中,胖人选择的最佳温度约比瘦人低 0.2°C ,但在老年人当中正好相反。不过这样小的差别在统计方面没有多大意义,更不影响热舒适方程式的使用。调查分析了最强壮的受试者和最瘦弱的受试者也未发现体格会影响最佳温度。怀恩(Wyon)在对许多作业人员进行的研究中,将人的体格分为五类,结果得出了同样的结论。以上实验时,受试者处于生态轻度活动中。如果是在包括身体运动的一定工作条件下,身体强壮的人的新陈代谢率比较高,因此他可能喜欢较低一些的环境温度。现有的研究结果表明体格与体型对于生态工作的人选择热舒适最佳温度没有明显影响,热舒适方程式可以使用。

4.2.4.5 颜色

有一种观点通常被大家接受,认为在装饰以红色为主的环境中,人会感到稍暖一些,而在蓝色调环境中感到稍凉一些。例如在看戏时,当舞台灯光以蓝、绿等冷色调为主时,可以使观众联想到这是一个比较冷的环境。如果环境的色调真的能影响人的热感觉,那么将获得一个非常有利于节能的结果:控制室内环境的色调,或多或少的减少空调能耗。

贝里(Berry)等人做了这样一个实验:25个受试者分别在蓝、绿、白、黄、淡黄色调的环境中进行5小时的实验。实验过程中,环境气温逐渐升高,每个受试者在他们感到热不适时,可以用按钮指示出该时刻,相应的不适温度当然也就知道了。而对受试者说是为了测试有色环境对驾驶操作的影响,不让他们意识到真正目的是为了评价热舒适温度。实验结果表明环境的色调没有影响舒适温度的上限。霍顿(Houghten)让受试者处于红、白、蓝三种环境中,没有发现颜色对热感觉及生理上有任何影响。

除了在某些高强度辐射场中,辐射壁面的颜色不同,意味着辐射波长有可能不同,从而可

能影响环境的平均辐射温度 t_{m}' 外,在一般情况下,颜色并不会影响人体的热损失,因而也不会影响热舒适方程的使用,颜色的影响,仅仅是心理上的。

4.2.4.6 人群密度

有人认为密集程度会影响人的热舒适感:在人群密集的地方,人们会选择较低一些的舒适温度^[17,26]。为了研究这一影响,罗尔斯(Rohles)让8个、18个及2个人分批进入一间3.6 m×7.3 m×2.4 m的实验室,相应的每人占地面积为3.3、1.5、0.8 m²,占空间为8.0、3.5、2.0 m³。实验是在热条件下进行的,人与人之间的相互辐射的影响很小,所以没有发现人群密集对生理反应有什么影响。但如果在冷环境中,人的密度增大,实际上意味着环境的平均辐射温度 t_{m}' 上升了,因此对最佳舒适温度的选择会偏低一些。但是这种环境的平均辐射温度 t_{m}' 变化是可以在热舒适方程中得到反映的,因此热舒适方程在此仍可以使用。

如果人群密度大到相互的对流边界层重叠了,例如在高峰时间的车厢内,那么对流传热也受到了干扰,人们可能会选择较高的舒适温度。

总之,人群密度在一定范围内(如一个宽敞的室内由仅有一两个人变为四五个人),不会影响对舒适温度的选择,当人群密度较大时,由于室内热源的增加,气温会上升,平均辐射温度会上升,使人感到热,但主要的影响因素是后者,应用热舒适方程式正好可以解决这种情况下室温 t_a 的选择问题。

4.2.4.7 地理位置

由于热感觉和热舒适存在着明显的地域性,各国学者也在积极研究适合不同地域的热反应特征。田元媛、许为全在2003年的研究表明,当环境温度不低于28℃,相对湿度不低于70%时,空气相对湿度对热感觉和热舒适都有明显的影响。特别是相对湿度为90%时,湿度的影响比相对湿度为70%和80%时显著许多。空气温度、湿度越高,增大气流流速,进而增强人体换热的正面作用越明显;反之,温湿度越低,气流引起吹风感的负面作用越明显。室内温度在 $t_a=28\sim32$ ℃,相对湿度 $\phi=70\%\sim90\%$ 时,受试者感到满意的风速在1.0~1.2 m/s。呼吸散热直接影响人体的热舒适水平,并且是个很重要的因素,当环境温湿度较高时,如果能使人呼吸区的空气保持较低的温湿度,整个人体的热舒适水平就可能得到很大的改善。夏季的热湿环境中,只要控制环境温度不超过30℃,采用动态送风(气流脉动频率约0.3 Hz),并选择合适的送风速度,基本能满足人的热舒适需求^[6]。

奈维氏的实验用了720个穿着标准服装的美国青年男女(大学生年龄段)在环境实验室内进行实验。由于他的实验一方面包括了较多的受试者,另一方面较好的调节控制了所有环境变量,所以被作为比较基础的研究。在与奈维氏完全相同的实验条件及方法下,用128个丹麦青年人进行了实验。受试者在进入实验室内初期的反应有可能偏离统计分析的平均结果,因为他们在进入实验室前可能有不同的活动量,因此在经过一段时间稳定后再请受试者投票表示自己的热感觉。实验的结果表明,两国的青年人对热舒适最佳温度的选择是基本一致的。丹麦青年对热舒适最佳温度的选择比美国青年稍高一点,但偏差不超过0.2℃,这在统计分析 & 工程实际应用中是完全允许的。实验仅做了一种服装热阻值、活动量、相对气流

速度的组合情况,并且控制环境的平均辐射温度等于人体周围空气温度。由于在这种组合条件下所获得的结果是一致的,可以推断在其他组合情况下不会出现更大的偏差。

因此,可以认为热舒适方程式能不加修正的应用于丹麦,或者更进一步的应用于温带地区。以前有些热舒适研究的结果发现欧洲人与美国人所期望的最佳温度有所不同,但他们的研究没有考虑服装热阻的影响。传统的欧美服装是有较大不同的,不过近几十年来,欧美已明显地抛开传统服装而穿着类似于美国的轻便服装,两地的习惯差别正在减小或消失。而这一问题在热舒适方程式中已经用服装热阻 I_{cl} 考虑进去了。

现有的研究结果没有发现在温带地区不同国家对热舒适最佳温度的选择有所不同,那么方程式能否用于温带以外的地区,如热带国家呢?那里的居民由于长期生活在气温较高的环境中,对热有一种适应性,是否他们所选择的最佳温度要高于温带地区的居民呢?解决这一问题的最好方法是直接对当地居民进行测试。这一实验已在丹麦技术大学进行。不过从现在已有的一些其他信息中,已可得出分析比较的结论。

埃利斯(Ellis)在新加坡对152个当地居民(其中包括欧洲人及当地人)进行了热舒适研究。在相对湿度 $\phi_a = 50\%$, 风速 $v = 0.4 \text{ m/s}$, 着装 0.4 clo (典型的热带服装)的条件下,最佳温度为 27°C 。如果将上述条件代入方程式,获得的最佳温度值为 27.4°C 。并且埃利斯并没有发现欧洲人与亚洲人之间存在差别。对于相对湿度 $\phi_a = 70\%$, 风速 $v = 0.1 \text{ m/s}$, 着装为 0.4 clo 时,波特·哈考特(Port. Harcourt)等发现生态的欧洲人需要的最佳温度为 26°C ;拉奥(Rao)在印度的加尔各达发现的最佳温度及代入方程求得的最佳温度为 26°C 。

上述例子可以证明,将热舒适方程式应用于热带地区不会造成工程上的问题。如果这一结论成立,那么可以表明热舒适方程式还可以用于不同的季节。

4.2.4.8 大气压

热舒适方程式是在标准大气压条件下推导出的(101.325 kPa),大气压的变化会对热舒适方程式产生什么样的影响呢?

日常大气压对于标准大气压总是有一点偏差,但偏差的程度很小,不会显著影响人体热效应。但是在某些特殊场合,如在高山、飞机中,气压会明显低于标准大气压;而在深井中、压力舱中,气压又高于正常气压,这会对人的舒适感产生较大的影响。

分析人与环境的各热交换项及有关因素,气压的变化不会影响人体的辐射散热和通过服装的传导热,但对流散热与蒸发散热会发生变化。另外,空气的诸多特性中,粘滞系数、导热系数、比热等均无变化,但密度却随压力而变化。对流换热系数 h_c (无论是自由对流还是受迫对流)与压力的平方根成正比,也就是说,在低气压下,对流散热量会变小。但是在低气压下人体的蒸发散热量却会增大,一方面是因为通过皮肤的水分扩散增加了,另一方面是由于肺活量增加了,使呼吸潜热损失也变大了。不过在低气压下潜热损失的增加与气压的关系尚未确定,要对方程进行修正就比较困难,而且潜热损失的增加不是正好能补偿对流损失的减少,一般来说,在低压下可能选择稍高一些的舒适温度。这是因为增加的潜热损失大于减少的对流损失。但是对于数倍于正常气压的情况,也可能需要一个稍高的舒适温度。

在一般情况下,实际气压与标准大气压的偏差是比较小的,例如高度改变在 $\pm 3000 \text{ m}$

时,气压变化大约为 $\pm 30\%$ 。热舒适方程式不加修改地应用于这些场合是可以被工程实际所接受的,尽管有较小的误差。对于很高的或很低的气压条件,目前尚未提出可供应用的修正系数。

综上所述,影响舒适的因素有很多,而人体与环境之间是在不停地进行能量交换的,所以环境气候条件、人的生理调节、心理影响、卫生等因素都会影响人体的热感觉。因而,热舒适是一个综合作用的结果。

4.2.5 局部热不舒适

除了研究热环境参数组合对人体热舒适的影响外,研究人员还发现尽管环境参数满足热舒适条件,但是由于局部热环境参数造成人体的热不舒适,会影响人体的整体热感觉,例如垂直温差、冷吹风等。研究者对此也进行了大量的研究工作,并且在最新的国际标准 ISO 7730—2005 及美国标准 ASHRAE 55—2004 当中已经将一些成熟的研究成果纳入标准条文当中,具体介绍见第6章。

4.2.5.1 吹风感

吹风感(Draft 或 Draught)是最常见的局部热不舒适问题之一,吹风感的一般定义为人体所不希望的局部降温。

引起吹风感的原因很多,包括气流速度、空气温度的差异等,周围空气的温度、人体受到吹风部位不同以及人体当时的整体热感觉状态不同,会造成吹风感的不同。相关研究只能在实验室条件下通过理想化处理来开展。

20 世纪六七十年代,许多学者研究了空气流速与热舒适,然而这些研究注意力集中于空气流速与整体热舒适方面,没有着重研究吹风感这类局部热不舒适情况。这些研究当中大多受试者没有处于热中性,因此也难以从结果上来判断是吹风感的影响。70 年代末期,范格尔开始进行了一系列空气流速与热舒适的实验,前面也有所介绍。其中通过实验室研究,于 20 世纪 80 年代中后期发现了吹风感与空气平均流速及空气温度的关系,以及吹风感造成的热不满意率的关系图表,建立了吹风感模型^[27],并被后来的国际标准和美国标准所采用,见第 6 章介绍。

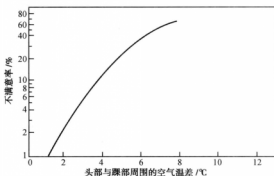
4.2.5.2 垂直温差

由于空气的自然对流作用,很多空间均存在上部温度高,下部温度低的状况。一些研究者对垂直温度变化对人体热感觉的影响进行了研究。虽然受试者处于热中性状态,但如果头部周围的温度比踝部周围的温度高得越多,感觉不舒服的人就越多。下图 4.14 是头、足部温差与不满意度之间关系的实验结果。

4.2.5.3 地板温度

地板的温度过高或过低同样会引起居住者的不满,因此在设计地板温度及选择地板材料时,应确定必要的允许温度界限。

如果在室内,人赤足站在地板上(如卧室、浴室内),则地板温度与地板材料都与舒适性有很大的关系。脚底接触到地面的瞬间,脚底的温度是地板温度及地板材料的接触系数的函

图 4.14 头部与踝部周围的空气温差与不满意率^[16]

数。接触系数是这样定义的：

$$b = \sqrt{k\rho c} \quad (4.16)$$

式中 b ——地板材料的接触系数, $\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \sqrt{\text{s}} \cdot ^\circ\text{C})$;

k ——地板材料的导热系数, $\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C})$;

ρ ——地板材料的密度, kg/m^3 ;

c ——地板材料的比热, $\text{kJ}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$ 。

各种不同材料的接触系数及允许地面温度见表 4.6, 表中还同时给出了可以使皮肤产生痛觉的温度限。

表 4.6 地板材料的接触系数及温度限

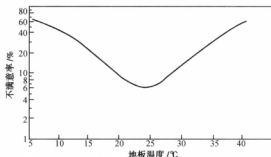
地板材料 (无表面装饰)	接触系数 ($\text{J} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{\frac{1}{2}} \cdot ^\circ\text{C}$)	舒适温度限 / $^\circ\text{C}$	痛觉温度限	
			下限/ $^\circ\text{C}$	上限/ $^\circ\text{C}$
钢板	12 558	29 ~ 32	14	45
混凝土	1 744	27 ~ 34	4	54
油毡、橡胶	628	24 ~ 35	-12	67
栎木	488	22 ~ 35	-20	74
松木	279	17 ~ 39	-53	84
软木	139	5 ~ 42	-140	150

研究证明居住者足部寒冷, 往往是由于全身处于寒冷状态导致末梢循环不良造成的。但地板温度低会使赤足的人感到脚部寒冷, 因此, 地板的材料是很重要的, 比如地毯会让人产生温暖的足部感觉, 而石材地面会让人产生较凉的足部感觉。表 4.7 给出了地板材料与舒适的地面温度的对应关系。地板为混凝土地板覆盖面层, 所谓舒适的地面温度即赤足站在地板上不满意的抱怨比例低于 15% 时的地板温度。

表 4.7 不同地板材料的舒适温度

地板面层材料	满意度 > 15% 的地板温度/℃	地板面层材料	满意度 > 15% 的地面温度/℃
木	23 ~ 28	橡木地板	24.5 ~ 28
混凝土	26 ~ 28.5	2 mm 聚氯乙烯	26.5 ~ 28.5
毛织地毯	21 ~ 28	大理石	28 ~ 29.5
5 mm 软木	23 ~ 28		

但过热的地板温度同样也会引起不舒适,图 4.15 是地板的温度与不满意度之间的实验结果。实验中受试者的身体均处于热中性状态,但对不同的地板温度的热反应却不同。

图 4.15 地板温度与不满意度之间关系的实验结果^[16]

4.2.5.4 人体的不均匀加热或冷却

(1) 如果人体处在不均匀热环境中,他的平均皮肤温度 t_{msk} 及出汗率 E_{msk} 符合舒适标准,热平衡也建立了,是否也和处在均匀环境中一样感到舒适呢? 举一个极端的例子: 一个人一只脚放在冰水中,另一只脚放在热水中,环境变量得到很好的控制,可以获得与热舒适方程式相适应的平均皮肤温度 t_{msk} 及出汗率 E_{msk} ,但显然这个人感到极不舒适。但实际环境是没有绝对均匀的,问题是允许的不均匀程度的界限在哪里。造成不均匀加热或冷却的原因可能是不对称的辐射,通风及冷或热的地板等,关于不对称辐射对人体热舒适的影响已有许多人进行了实验研究。尼尔森(Nielsen)等人让 32 个受试者(老年、青年男女)坐在一块 $1.2 \times 1.4 \text{ m}^2$ 的垂直的辐射板前 0.3 m 处,板面温度为 10℃,然后调整气温及其他环境壁面温度使受试者处于热中性状态。每个受试者共进行了 15 天试验,每天 6 小时。单向的冷辐射并没有造成不舒适,只有少数受试者暴露于辐射板侧的皮肤及肌肉有紧张或痛感。盖吉将 4 个裸体受试者暴露在高温辐射源之下,同时不断改变气温,受试者可以自行调节辐射强度,以获得热舒适。一直到气温低至 10℃,受试者都能很好地确定热舒适所需的辐射强度,非辐射部位的失热由辐射部位的得热补偿了。麦克纳尔(Menair)及彼德森(Biddison)设计了三种极不对称的辐射场:一种是墙面温度比气温低 11℃,另两种是天花板温度比室内平均壁面温度高

36℃或低15℃。在三种试验中,234个受试者没有发现由不对称辐射造成的不适,人的热感觉与相应的平均辐射温度 t_{m} 一样的均匀辐射环境中一样。只有在壁面温度超出气温30℃时才发现由不对称造成的不适。以上实验的结果和最普通的日常生活经验是相符的,当人们在室外处于阳光辐射下时,环境的平均辐射温度 t_{m} 可以比气温高出30~40℃,并且这种辐射是单向性的,但人仍然可以感到热舒适。霍尔(Hall)及克莱姆(Klemm)为了研究宇航员在飞船外太空中活动时的生理反应,完成了一个非常极端的试验。6个轻装的受试者(0.3 clo)进入一狭窄的试验舱内,他们身体的一面对着82~93℃的热辐射,而另一面是-7℃,气温控制在21~24℃。尽管环境极端不对称,并且人体两面的皮肤温度相差可达9℃,但他们仍然可以感到热舒适。

克伦科(Krenko,1953)所完成的顶棚辐射对热感觉的影响实验是此类早期实验之一,在欧洲该实验对确定舒适推荐上有很大的影响。在这一实验中,一个受试者在加热顶棚下静坐半小时,然后对其热舒适、愉快感或不舒适给出评价。墙和地板温度恒定保持在19℃,顶棚辐射板的温度则可变化到其最大值为50℃,实验发现不舒适感的发生率随顶棚温度增加而稳定上升。克伦科(Krenko)用“人体头部处的平均辐射温度高出没有加热的平均辐射温度的增量”来表述其结果,并指出这一增量不应超过2.2 K;这一限制和预计的20%的不舒适感的发生率有关。按原文估计的向量辐射温度表明所推荐的上限约相当于6 K的向量辐射温度,后期对顶棚辐射的研究表明,在加热顶棚下离地面1 m处测得的向量辐射温度不应超过10 K。

从以上实验的结果可以看到,在普通热环境可能涉及的不对称辐射范围内,不会对人体的舒适感造成不利影响。事实上,即使在均匀辐射场中,人体各部位的失热量也是不一样的。因为:①即使在热舒适状态下,人体各部位的皮肤温度也是不一致的;②人体各部位的对流换热系数 h_c 不同;③人体各部位之间的相互辐射造成各部位的辐射散热也不同;④人体穿着服装后,使上述不均匀程度更进一步加深。通常,由于人的着装及姿态造成人体散热的不均匀性要超过环境非对称性的影响。因此,可以将热舒适方程式应用于一般的不对称辐射场。

不过长期暴露在相当不均匀的热环境中是否会对人的健康状况产生不利影响,这一点还不能确定,其中不对称辐射温度已经被相关标准采用。

(2)环境对人体的不均匀热影响还可能是由于通风造成的。这里主要是指对流造成的局部人体冷却或加热,但实际上同时也可能包含有辐射的影响在内。

美国堪萨斯州立大学及丹麦技术大学所进行的实验表明,如果其他条件是按照热舒适方程调节控制的,那么正常着装的人处在较高的气流下(例如 $v=1\text{ m/s}$),尽管气流对人体的作用是不对称的,但达到热舒适并不困难。只要人处于热中性状态,定向气流对正常着装的人只有很小的影响。例如人在室外运动时所造成的与空气相对流速及室外的风速都可能超过1 m/s,仍然可以感到热舒适。

某些人抱怨通风造成不舒适,可能有两方面原因:①一个对于人群整体来说是热舒适的环境并不是对所有人都感到舒适,其中总有少数人感到冷或热一些,有些人可能对局部的冷热刺激敏感一些,如果这些刺激正好是由于通风造成的,那么他就会抱怨通风了;②在一个人群活动场所气流分布是不均匀的,我们只能总体上控制平均流速的大小。气流分布越不均

匀,则感到气流对热舒适感有影响的人的百分数越大。为了保证较高的舒适率,要求设计的平均流速小到让人体的对流散热只是由自由对流造成的,使对流换热系数与风速无关。

另外,对通风的感觉可能在某种程度上与人所处的热状态有关。如果:一个人正感到热,那么他就会喜欢较大的风速或者局部的对流,但同样的刺激对于一个感到冷的人来说,就不舒适了。涉及通风对热舒适影响的研究虽然做了一些,但还不够充分,迫切需要进一步的研究。

参考文献

- [1] 曹日昌. 普通心理学[M]. 北京:人民教育出版社,2004.
- [2] 徐宗良,姜志辉. 心理学概论[M]. 上海:上海医科大学出版社,1997.
- [3] 朱大年,吴博威,樊小力. 生理学(第7版)[M]. 北京:人民卫生出版社,2008.
- [4] McIntyre DA,龙惟定,等. 室内气候[M]. 上海:上海科技出版社,1988.
- [5] 魏润柏,徐文华. 热环境[M]. 上海:同济大学出版社,1994.
- [6] 郑洁. 绿色建筑热湿环境及保障技术[M]. 北京:化学工业出版社,2007.
- [7] Arens, E. and H. Zhang. The Skin's Role in Human Thermoregulation and Comfort. Thermal and Moisture Transport in Fibrous Materials[R]. Woodhead Publishing Ltd, 2006;560-602.
- [8] Zhang, H. Human Thermal Sensation and Comfort in Transient and Non-Uniform. Thermal Environments [D]. CEDR, University of California at Berkeley, 2003.
- [9] 李俊. 个体送风特性与人体热反应研究[D]. 北京:清华大学,2004.
- [10] 张宇峰. 局部热暴露对人体全身热反应的影响[D]. 北京:清华大学,2005.
- [11] 赵荣义. 关于“热舒适”的讨论[J]. 暖通空调, 2000,30(3): 25-26.
- [12] 曹晓庆. 影响室内热舒适参数的理论与实验研究[D]. 重庆:重庆大学,2008.
- [13] 曾玲玲. 基于体表温度的室内热环境响应实验研究[D]. 重庆:重庆大学,2008.
- [14] Fanger PO. Calculation of thermal comfort equation[J]. ASHARE Trans. 1967, 73(2): 5-6.
- [15] Fanger P O. Thermal comfort[M]. McGraw-Hill New York, 1972.
- [16] ASHRAE. ASHRAE Handbook of Fundamentals[M]. Atlanta: American society of heating refrigerating and air conditioning engineers, 1997.
- [17] 金招芬,朱颖心. 建筑环境学[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 2001.
- [18] 夏一哉. 等温热环境中紊动气流对人体热感觉的影响[J]. 清华大学学报, 2000,40(10): 100-103.
- [19] 贾庆贤. 风速频谱对人体热舒适性的影响[J]. 清华大学学报, 2001,41(6): 89-91.
- [20] 罗明智. 室内空气流速对人体生理指标及舒适性影响研究[D]. 重庆:重庆大学, 2005.
- [21] 吴婧. 室内空气流速与人体热舒适及生理应激关系研究[D]. 重庆:重庆大学, 2005.
- [22] 陈良. 室内热湿环境对人体生理及热舒适影响的实验研究[D]. 重庆:重庆大学, 2006.
- [23] 陈露. 夏热冬冷地区室内热环境与人体热舒适及热健康的关系研究[D]. 重庆:重庆大学, 2006.
- [24] 潘信峰. 重庆市室内热环境下人体生理和热舒适的实验比较研究[D]. 重庆:重庆大学, 2007.
- [25] 张国高. 高温生理与卫生[M]. 上海:上海科学技术出版社, 1989.
- [26] 贾衡. 人与建筑环境[M]. 北京:北京工业大学出版社, 2001.
- [27] KE Charles. Fanger's Thermal Comfort and Draught Models Charles-IRC-RR-162 [R]. National research council Canada, 2003.
- [28] Rushmer RF, Buettnner KJ, Short JM, etc. Skin[J]. SCIENCE. 154(3747) 343, 1966.
- [29] Richard de Dear, Gail Brager, Donna Cooper. Developing an Adaptive Model of Thermal Comfort and Preference[M]. FINAL REPORT ASHRAE RP-884.
- [30] Nicol F. Thermal comfort; a handbook for field studies toward an adaptive model[R]. University of East London, 1993.
- [31] Webb C. An analysis of some observations of thermal comfort in an equatorial climate[M]. BJIM 1959;16.

5 热舒适模型

通过第2、3、4章的介绍,我们已经对热舒适的基础知识有了一定的了解,本章将介绍热舒适研究中比较成熟的模型。热舒适模型是建立热环境评价的方法和标准的基础,热舒适模型包括人体热调节模型、热舒适模型(空调环境、自然调节环境)、动态热舒适模型等。

5.1 人体热调节模型

5.1.1 研究历史和现状

早期的生物学家在描述生理参数之间的量化关系时,通常不会使用数学模型,但随着科学技术的进步,数学模型的研究方法在生理学研究中逐渐得到了广泛的重视。自1960年以来,人体热调节系统数学模型的研究行业,已经成为生物医学工程中一个非常活跃的研究领域。目前,人体热调节系统数学模型已经广泛应用于医学、航天技术、潜水、建筑空调设计、人-机-环境系统等工程领域,也为热舒适的研究提供了基础。^[1]

早在1934年,人们就已经开始了对人体温度分布的研究。Burton首次提出了将导热方程应用到人体,其结论认为人体的温度分布是一条抛物线。1948年,该领域公认的研究先驱Pennes提出了著名的生物传热方程。Pennes认为人体组织中的血液对体内的热量传递过程有非常重要的影响。在Pennes生物热方程中,他给出了灌注血液同组织进行对流换热的计算方法,尽管方程中某些项的生理及物理意义仍值得进一步探讨,但这个方程使用起来非常方便,能较好地描述生物体内的热量传递过程,所以,Pennes生物热方程至今仍被广泛地使用。

1960年,Wundham和Atkins首次提出人体温度分布的动态响应模型,从而将人体温度分布研究从稳态推进到动态。1963年,Wissler通过对前人的模型进行分析、比较和综合,提出了6段人体温度分布计算模型。Wissler将人体细分为头、躯干、两臂和两腿六节,每个节段由骨骼和生物组织构成,各节段的外部覆盖有脂肪和皮肤,并且各节段被抽象成圆柱体。在模型中,Wissler首次提出了中央血液的概念,并通过中央血液将人体各节段有机地结合在一起,求解各节段的生物传热方程,便可获得人体温度分布的稳态解和瞬态解。可以认为Wissler开创了全身温度分布的研究。

在1963年以前的人体温度分布研究中,人体被视为无生命体,即研究人体温度分布时,没有考虑人体自身的热调节功能。而实际上,人体自身的热调节功能对人体温度分布有极其重要的影响,所以,之前的人体分布计算模型很难获得满意的计算结果。1963年,Crosbie等人首次考虑了人体生理调节功能,建立了人体温度调节闭环控制模型^[32],提出了体温调节点理论的初步思想,克服了只适合于被动的、不能调节系统的传统分析方法的缺点,奠定了人体热调节系统数学模型的基础。Crosbie假定人体在基础状态下的体温为“标准体温”。当人体的实际体温与标准体温存在差异时,人体组织的导热特性、代谢产热和蒸发散热会相应地

进行调节,而这些量的改变将直接影响人体的温度分布。由于当时人们对人体热调节的机制还缺乏深刻的认识,所以 Crosbie 的这种考虑还显得比较粗糙。尽管如此,在人体温度分布的研究中定量的引入人体自身调节功能的作用,无疑是研究工作的一个重大进步。因此,有学者认为,Crosbie 以前的模型,只能称之为人体温度分布计算模型,而 Crosbie 将人体自身热调节功能的定量引入,则开创了对人体热调节系统数学模型的研究。

1968 年,Buchberg 和 Harrch 首次将人体热调节系统数学模型应用于工程实践,他们对人体热调节数学模型和外部调温装置(水冷服)进行了联合研究,该研究工作是应用人体热调节系统数学模型解决工程实际问题的开端。

1965 年,应阿波罗登月计划的需要,耶鲁大学的 John. B. Price 基础实验室同 NASA 的 Johnson 宇航中心,开始合作研究人体热调节系统数学模型。1966 年,该实验室的 Stolewijk 和 Gagge 建立了 3 节段人体热调节系统数学模型,他们最先采用计算机来模拟人体热调节系统的工作过程。1971 年 Stolewijk 提出了 6 节段 25 单元模型。他将人体分成头、臂、手、躯干、腿和脚 6 个节段,头抽象成圆球,其他节段抽象成圆柱体。各个节段及各层之间通过中央血液有机联系在一起。采用集总参数法建立每一层的能量控制微分方程,通过该方程进行数值求解获得人体全身的温度分布。Stolewijk 模型的主要贡献是建立了负反馈控制的人体热调节数学模型,采用生理学上体温调节的“调定点学说”,通过负反馈控制系统,用数学方程定量描述了人体的热调节过程。其用负反馈系统描述人体热调节过程的建模思想一直被后来的研究者采用,可以说 Stolewijk 模型是人体热调节系统建模的一个重要里程碑。

1977 年,Werner 提出了用“数学系统分析”的方法来研究人体热调节系统。Werner 采用三维网格来划分人体,该模型对人体的划分非常细,所以可以获得详细的人体温度分布图。Werner 模型是目前模型中最复杂、最完善的模型之一,代表了当今的研究水平。

之后,人体热调节模型不断发展。早期研究者发展人体热调节系统数学模型的目的是为了获得人体的温度分布,他们建立的模型大都是简单的一维模型,并且模型中没有考虑到人体热调节功能的作用。但是随着热生理学和生物传热学研究的逐步深入,人们对人体热调节系统的工作机制有了更深刻的认识,所建立的模型也逐步完善。概括的说,人体热调节系统的数学模型随着生理学知识、传热学知识及其他学科知识的增加而逐步复杂。表 5.1 给出了在不同时期,研究者采用不同方法建立的具有代表性的人体热调节系统数学模型。

表 5.1 国外人体热调节系统数学模型研究概况^[1]

研究者	年 份	模型的特色及主要贡献
Machle, Hatch	1947	利用中央核心和皮肤壳体温度概念建立了人体能量平衡方程,开始人体温度分布的研究
Pennes	1948	提出了生物热方程,给出了灌注血液同组织换热的计算方法,开创了人体温度分布的研究
Burton	1955	引进热效率因子,建立考虑服装影响的人体温度计算模型
Woodcock	1958	采用电模拟方法研究了人体温度分布的动态响应问题
Wyndham, Atkins	1960	首次研究了人体温度分布的动态响应问题
Brown	1961	采用电模拟方法研究了冷水浸泡人体温度分布计算模型

续表

研究者	年 份	模型的特色及主要贡献
Crosbie	1961	首次建立了考虑人体生理调节功能的人体温度调节闭环控制模型,提出了调定点理论的初步思想
Wissler	1963	建立了6段全身人体热调节系统数学模型
Stolwijk	1963 1971	提出了6节段25单元模型,并根据“调定点学说”采用负反馈控制系统定量描述了人体热生理反应,建立了热生理活动控制模型
Buchberg, Harth	1968	首次将人体热调节系统数学模型用于工程实践
Nishi	1970	提出蒸发热交换的渗透效率因子,建立人体调节模型时,考虑了服装对人体表面蒸发换热的的影响
Montgomery	1974	用改进的Stolwijk模型研究人在冷环境中的生理反应
Gordon	1975	根据一些新的生理数据,建立了冷空气环境中人体温度调节的数学模型,并把皮肤热流量作为控制信号的一部分
Kuznetz	1976	改进了Stolwijk模型,并将模型用于“阿波罗”登月工程,这是迄今为止人体热调节系统数学模型最重要的工程应用实例
Werner	1977 1988	采用“数学系统分析”方法,建立了目前最复杂、最完善的三维人体热调节系统数学模型
Shitzer	1984	发表了14节段二维模型,在模型中引入临界出汗温度,对出汗量计算做出了重要贡献
Chen, Hølems	1980	提出了目前最为完善的生物热方程
Wissler	1985	建立了可用于冷热环境中的15节段模型。该模型可以计算255个温度
Tikuisis	1988	以Stolwijk与Montgomery模型为基础建立了冷水浸泡人体热调节模型,根据实验观察现象建立了寒颤产热的经验公式

在国内以清华大学、北京航空航天大学、西北工业大学等为代表的一批院校针对航空航天领域的特殊要求,对人体热调节系统开展了较为深入的研究。提出了冷、热环境下二维人体热调节系统数学模型,冷热宽温度环境下二维人体热调节系统数学模型,人体热调节系统数学模型等,并研究了它们在舱外航天服、手套热设计中的应用。

5.1.2 人体热调节模型介绍

目前一些学者从生理角度对热舒适模型进行了研究,建立了生理热舒适性调节模型。这种模型首先在结构形式上,较为真实地反映了人体内各器官组织间温度场错综分布的特点,其次在研究内容上,从单一的人体与环境间稳态传热扩展到了对传湿、传质过程的研究。生理的湿传递主要发生在人体皮肤表面与服装、环境间的蒸发传热过程中,可以通过计算服装吸湿量获得。生理的质传递主要发生在体内循环过程中,是凭借血液浓度梯度的变化来进行的,可采用血液循环模型来模拟。生理的湿传递和质传递相对传热而言,动态变化特性更为明显,因此模型的边界条件和方程的建立也更为复杂,也是目前模型研究内容中的难点。

人体热调节系统数学模型由两部分组成:

- ①描述人体的物理构成及人体能量平衡关系的生物热方程;
- ②描述人体热调节生理活动的控制系统数学模型。

5.1.2.1 血液循环传热模拟

人体对环境的热舒适反应是生理体温调节作用的结果,直接体现在皮肤温度、核心温度、新陈代谢率等生理参数的变化上,而这种变化又与血液循环密切相关。但早期的 Fanger 模型没有考虑到体内血液循环,只将重点放在人体与环境间的热平衡分析过程上。对此,Stolewijk 在其多层多节点舒适性热调节模型中,开始提出体内血液循环传热系统分析的概念。他通过假定全身动脉血液温度保持恒定,将人体局部组织与局部血液循环间的换热过程进行简化,认为它是在一定核心温度下,局部组织与整个血液循环间的换热过程。使整个计算过程变得简单清晰。这种假设对于头和躯干部分的模型分析虽较为合理,但对于手、足等其他部分则难以适用,因为实际过程中动脉血液温度会由于血液的逆向换热作用而有所下降,从而导致手、足等肢体末端部位皮肤温度的降低。

Charlie Huizenga 通过引入对中央动/静脉逆向换热的分析改进了血流模型,避免了上述情况所产生的局部分析不准确的问题。除传热外,传质也同时发生在人体动/静脉血液循环过程中,因此可以采用血液灌流模型进行模拟。Charlie Huizenga 模型假设“血液以动脉平均温度将热、质分别输送到各末端组织,并以各组织静脉血液回流综合温度值返回中央血液系统”,计算和模拟了局部组织的血液流量、各肢体间的逆流式血液换热量以及血液流动过程中的传热、传质现象,对人体热调节模型的内容进行了深入分析,见图 5.1。

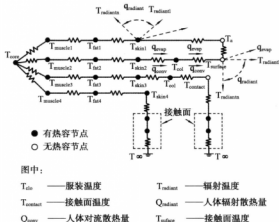


图 5.1 Charlie Huizenga 模型^[3]

舒适性热调节模型,在结构形式上,较为真实地反映了人体内各器官组织间温度场错综分布的特点,在研究内容上,从单一的人体与环境间的稳态传热扩展到了对传湿、传质过程的研究。以 Tranmod 模型和 Smith-Fu 模型为例,前者通过将人体划分成几部分来分析瞬态环境

下人体与外界间的热、湿传递过程,奠定了人体热调节模型分析的基础,后者则是采用了大约 3 000 个有限元对人体的组织结构、体内循环系统(包括血液循环系统和呼吸系统)进行模拟,初步分析和计算了人体温度分布、局部排汗量以及体表显热、潜热损失值。

5.1.2.2 人体逐层多节点模拟

通过对人体模型的网格划分,可以逐层多节点建立人体与环境、人体内部各组织与中央血液系统间的热平衡方程,从而计算出各组织的热容、产热量、通过血液循环传递的热量、通过导热产生的换热量、通过呼吸和皮肤表面蒸发散失的热量以及人体表面显热换热量等。

1966 年,Stolwijk 提出多层多节点模型(multi-layered multi-node model),将人体划分为 4 层(核心层、肌肉层、脂肪层、皮肤层)6 部分(头、躯干、胳膊、手、腿、足)进行分析。该模型对人体采取的是网格划分方法,即由内向外横向分成不同层次,同时由上到下纵向划分成不同部分,从而对人体进行逐层、逐部分的细化分析。

此后,陆续出现了其他划分形式,诸如 Wissle 将人体划分成上百部分;Smith-Fu 模型采用了大约 3 000 个有限元对人体的组织结构、体内循环系统(包括血液循环系统和呼吸系统)进行模拟,初步分析和计算了人体温度分布、局部排汗量以及体表显热、潜热散失量;Berkeley, Charlie Huizenga 和 Shinichi Tanabe 将人体模型划分为 16 部分(头、胸、背、肾盆、肩、臂、手、大腿、小腿、足等)。由于能够较为清楚地反映人体各组织之间以及各组织与外界环境之间的热湿传递关系,目前 4 层 16 部分(共计 64 节点)成为多层多节点模型最基本的划分形式。

两节点模型是一个比较著名的模型,是由 Gagge 教授于 1970 年提出的动态环境下人体温度调节数学模型。在该模型中,人体被看作由两个同心圆柱体,内层圆柱体代表人体的中心层(骨骼、肌肉和器官),外层圆柱体代表人体的皮肤层。这个模型假定人体皮肤层的热传导可以忽略不计,人体各部分的温度都是均匀一致的(中心温度 t_{cr} , 皮肤温度 t_{sk}),人体新陈代谢所产生的能量、机械功产生的能量以及呼吸散失的热量是由中心层产生,人体中心和皮肤层之间的热交换是通过直接的热传导,和人体血管中血液的流动来进行的。Gagge 建立的人与环境间的热传递模型可用如下两个方程表示:

中心层的热平衡方程

$$M + \Delta M - W = Q_{a,ms} + Q_{e,ms} + (K + M_{bl}C_{bl})(t_{cr} - t_{sk}) + M_{cr}C_{cr} \frac{dt_{cr}}{dt} \quad (5.1)$$

皮肤层的热平衡方程

$$(K + M_{bl}C_{bl})(t_{cr} - t_{sk}) = Q_{sk} + M_{sk}C_{sk} \frac{dt_{sk}}{dt} \quad (5.2)$$

式中 ΔM ——单位体表面积寒颤调节产热量, W/m^2 ;

K ——核心层与皮肤间的导热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

M_{bl} ——核心层与皮肤层间的血流量, $kg/(s \cdot m^2)$;

$$M_{bl} = \frac{6.3 + 200(t_{cr} - 36.8)}{1 + 0.1(33.7 - t_{sk})}$$

C_{bl} ——血液比热容, $J/(kg \cdot ^\circ C)$;

t_{cr} 、 t_{sk} ——核心层及皮肤层温度, $^\circ C$;

M_{cr} 、 M_{sk} ——单位体表面积的核心层质量和皮肤层质量, kg/m^2 ;

C_{cr} 、 C_{sk} ——核心层及皮肤层平均比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$;

τ ——时间, s 。

“两节点模型”最主要的意义在于能够得到任意环境下的人体皮肤温度和皮肤湿润度。Gagge 等人根据该模型的计算结果,提出了一种新的有效温度指标。这一指标可以用来评价环境温度、湿度、风速、活动量和服装对人体主观热感觉的影响。由于 Gagge 的二节段模型编制的计算程序非常简单,而且对计算机要求不高,所以该模型在工程上得到了比较广泛的应用。1972 年, Montgomery 用改进的 Gagge 二节段模型来研究潜水员穿着潜水服时的热舒适问题。

两节点模型是在皮尔斯基础实验室中建立起来的人体温度调节的数学模型。它将人体看成两层,即中心层和皮肤层。新陈代谢热是在中心层产生的,新陈代谢所产生的一部分热量由呼吸直接散失在环境中,剩下的热量传到皮肤表面。传到皮肤表面的热量一部分由蒸发散掉,其余的热量传到衣服表面,然后通过辐射和对流散失掉,如图 5.2 所示。所有的热流都被看成是一维的。盖奇于 1970 年提出了这一模型,尼西和盖奇在 1977 年又对此加以发展和改进。虽然温度调节的数学模型很多,但是两节点模型是考虑人体温度调节过程的最简单的模型,而且很重要的一点是,它可以作为标准有效温度推导的基础。

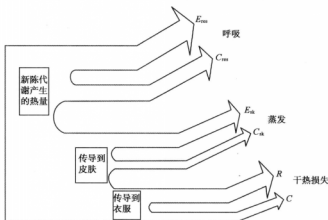


图 5.2 人体中心层热量分配示意图^[4]

该模型使用了热平衡方程,方程中所有的热流量都是针对单位皮肤表面积而言的。人体体温调节器的输出由下列关系式确定。

排汗量 E_{sa} (W/m^2) 主要由升到设定温度以上的人体平均温度确定。皮肤表面温度增加到其参考温度以后,将促进汗液分泌,即:

$$E_{sa} = 136 \parallel T_{sk} - 36.34 \parallel \exp\left(\frac{\parallel T_{sk} - 34 \parallel}{107}\right) \quad (5.3)$$

式(5.3)以及下面将介绍到的式(5.4)、式(5.5)中的“ \parallel ”表示符号中的表达式不能为负,否则用零代入。这样,如果平均体温低于 36.34°C , E_{sk} 就等于零。

颤抖由中心层温度和皮肤层温度的降低引起,应注意必须两者都降低才会发生颤抖。新陈代谢率的增量由下式确定:

$$\Delta M = 19.4 \parallel 34 - T_{\text{sk}} \parallel \times \parallel 36.6 - T_{\text{cr}} \parallel \quad (5.4)$$

第三个主要控制函数是由血管扩张和收缩引起的人体传热系数的变化。从中心层到皮肤层的热流量是:

$$Q_{\text{sk}} = K(T_{\text{cr}} - T_{\text{sk}})$$

传热系数 $K(\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 中包括一个不变的传热系数项和一个由血液流动引起的变化项。血管扩张是由中心层温度升高的幅度来控制的,而血管收缩是由皮肤层温度降低的幅度来控制:

$$K = 5.28 + \frac{7.33 + 175 \parallel T_{\text{cr}} - 36.6 \parallel}{1 + 0.5 \parallel 34 - T_{\text{sk}} \parallel} \quad (5.5)$$

这些控制函数与人的热流量及热质方程一起,就可以建立一个温度随时间变化的模型,并能预测 T_{sk} 和 w ,它们是计算SET的两个主要参数。该模型的应用范围还扩大到高压和低压环境、失重及氦气环境中。目前已经编制了相关的计算程序,可通过计算机直接计算。

求出 T_{sk} 和 w 之后,下一步就是求出产生相同皮肤温度和湿润度值的标准环境温度。这一步可通过对人体的传热分析来完成。借助热交换损失方程,即可将常数 T_{sk} 和 w 的轨迹以直线形式表示在一张温湿图上。这些线是相同生理和感觉效果的轨迹,也就是等标准有效温度线。

5.1.3 人体热调节模型的应用

人体热调节系统模型广泛用于医学、航空、航天、潜水、建筑空调设计以及人机与环境系统工程的各个领域。

(1) 预测人员在不同环境条件下的热生理反应,判断人员的热舒适状况和工效,为工程或军事设备设计高效的空调系统和热防护服提供理论依据。尤其是在极端恶劣环境情况下,需要找到人体冷、热耐受能力预测方法,以保障工作人员的身心健康不受妨害。例如,太空环境非常恶劣,包括高真空、强辐射、超高低温和微陨石流等,因此在航天飞机的舱外宇航服的热控设计中,大量采用航天服热控装置模型与人体热调节系统模型联合进行计算机模拟的方法来指导舱外航天服的设计工作。

(2) 将模型应用于某些疾病的诊断和治疗。通过模型的理论研究,探讨人体热调节系统的工作机理和复杂热生理现象的物理背景。

(3) 与数值服装模型相结合,为服装的舒适性设计提供理论指导。当前纺织服装的热舒适度功能日益引起人们的重视,将服装的传热传湿性能和人体热调节模型相结合,能够设计出适应环境条件发生变化时的舒适性服装。

显而易见,模型的规模(维数和温度节点数)和复杂程度同模型的应用背景密切相关。就工程而言,二维模型已基本能够满足要求,具有满意的预测精度。

人体热调节系统数学模型的计算精度受到以下条件的限制:

(1)需要大量的人体解剖数据,目前这些数据的获得还存在困难,人体是一个三维热系统,但是三维热系统的发展仍相当有难度。

(2)计算机调节限制了模型的工程应用。

(3)由于人体热调节必须通过人体与环境间的热交换才能最终实现,如果不能准确地计算人体与环境间的传热传质,就很难获得满意的计算结果,而目前关于服装传热传质及人与服装热交换的研究,还不能满足人体热调节系统数学模型发展的要求。

5.2 PMV-PPD 模型

5.2.1 PMV-PPD 模型的建立

以人体热平衡理论为基础,丹麦范格尔教授在人体热平衡方程的基础上,结合实验数据,给出了舒适状态的生理条件,提出了热舒适方程,继而建立了预测热感觉的 PMV-PPD 模型。

5.2.1.1 PMV 模型的建立

热舒适方程式给出了满足热舒适要求的各种变量之间的组合关系,因此它是衡量环境是否热舒适的一种指标。换句话说,如果把环境的各有关变量代入热舒适方程式,方程不能成立,就说明这种环境不可能给人提供热舒适,但是这种环境给人的热感觉究竟怎么样呢?对于任何实际环境,能否预测人对它的热感觉程度呢?范格尔在热舒适方程的基础上根据大量的实验数据建立了 PMV 模型,该模型可以预测一定活动水平、服装热阻和环境变量组合时的人体热感觉。

PMV 模型以 ASHRAE 热感觉分级法确定人群对热环境的平均投票值,因此,建立 PMV 模型的关键在于找出热感觉等级值与热舒适模型中 6 个变量之间的关系。众所周知,人体能通过自身的调节机能,血管收缩或舒张,汗液分泌或者发抖等,在较大的环境变化范围内维持热平衡。在这样一个大范围内,仅有较小的一个区域可以认为是舒适的。假定偏离舒适条件越远,不舒适程度越大,环境给人体的调节机能造成的负荷就越重。人体热负荷可定义为:在一定活动量下,为了保持皮肤平均温度 t_{sk} 及皮肤蒸发散热 E_{sk} 在舒适范围内,人体内的产热与对环境的散热的差值,记作 L 。那么在一定活动量下的热感觉应当是人体热负荷的因数,根据定义,单位人体表面积的人体热负荷可以用数学式表达为:

$$L = M(1 - \eta) - 3.054[5.765 - 0.007(M - W) - P_a] - 0.42(M - W - 58.15) - 0.0173M(5.87 - P_a) - 0.0014M(34 - t_{sk}) = 3.98 \times 10^{-8} f_{cl}(T_{cl}^4 - T_{rm}^4) + f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a) \quad (5.6)$$

式中各项参数的含义同热舒适方程式一样,并且

$$t_{cl} = 35.7 - 0.0275(M - W) - 0.155I_{cl}[M(1 - \eta) - 3.054[5.765 - 0.007(M - W) - P_a] - 0.42(M - W - 58.15) - 0.0173M(5.87 - P_a) - 0.0014M(34 - t_{sk})] \quad (5.7)$$

而 h_c 按下两式中大值取定:

$$h_c = \begin{cases} 2.05(t_{cl} - t_a)^{0.25} \\ 10.4\sqrt{v} \end{cases} \quad (5.8)$$

从上式可以看到,若 $L=0$,意味着热舒适条件满足,式(5.6)就是热舒适方程式。在其他环境中,为了保持 $L \neq 0$ 时的热平衡,人体调节机能作用的结果是改变实际的 t_{msk} 及 E_{msk} ,因而热负荷是环境对人体造成的一种生理紧张。设在一定活动量下的热感觉是人体热负荷与活动量的函数,即

$$Y = f(L, M) \quad (5.9)$$

那么现在的问题是如何确定这种函数关系的数学表达式。显然,没有任何理论推导的方法可以将这三个参数联系在一起,唯一可行的办法是用真人做试验。在丹麦征集了 128 名大学生(平均年龄 23 岁)和 128 名老年人(平均年龄 68 岁)作为受试者,男女比例 1:1,穿着一套标准服装(0.6 clo),在实验室坐着实验 3 h,和美国奈维氏所做的样本量为 720 名美国大学生的实验采用同样的试验方法和服装。受试者身体健康良好,穿着棉斜纹布衬衣和裤子,衬衣放在裤子外面,男受试者穿短内裤,不穿汗衫或者短袖圆领紧身衫,女受试者带胸罩,穿衬裤,男女受试者均穿毛料运动短袜,不穿鞋。这套装的热阻值为 0.6 clo。必须暴露在热环境中 3 h,每个受试者只参加一次试验,以防止人为因素的存在。实验在长 5.6 m、宽 2.8 m、高 2.8 m 的气候室内进行,可以进行空气温度、空气湿度、平均辐射温度和空气流速的所有相关组合,并能够实现精确控制。为了尽量减少别的因素对热舒适性测量的干扰,气候室内还采取了其他的措施:照明高度为距离地面 0.8 m;平均照明强度 150 Lux;噪声等级为 45 dB,声强度为 63 dB;含尘量和气味程度通过使用高效滤尘器和活性炭过滤器处理,以保持室内空气以 $40 \text{ m}^3/\text{h}$ 的流量变化,尽量维持在最低限度。实验工况分为:空气温度分别为 21.1°C 、 23.3°C 、 25.6°C 、 27.7°C 四种,平均辐射温度等于空气温度,空气流速约等于 0.1 m/s ,每个温度下,分别采用两个湿度水平 30% 和 70%,这些所有的工况也都与奈维氏的实验一致。实验开始,受试者在预实验室停留 30 min 后,进入环境实验室,坐在规定的位置上,读书、思考或者平静活动。每半小时填写一遍采用 ASHRAE 7 级热舒适标尺,一共 6 次。为了确定受试者的蒸发失重量,在第一次填写问卷后和第 6 次填写前,都会精确称量他们的体重,中途受试者可以自由饮水,不许进食,饮水量需要记录下来。

在试验过程中,只要对受试者的着装、活动量及所有环境指标都精心控制和测定,人体热负荷就可以计算出来。为了获得比较准确的统计结果,需要大量的受试者并进行多次的实验。值得庆幸的是实验结果可以找出满足式(5.9)的函数关系。另外,在建立热舒适方程式时所进行的实验结果及堪萨斯州立大学的实验结果等,都满足上述推导的条件,所以都可以加以采用。所有的实验数据包括奈维氏的座位人体实验、丹麦的范格尔实验和麦克奈尔的大活动水平实验,共 1 396 个受试者,环境变量也都得到了很好的控制,采用适应 3 h 以后的投票值,因此具有较好的代表性。

在分析了 4 种不同活动量的实验结果后,归纳出了平均投票值 Y 与空气温度 t_a ($t_a = t_{\text{msk}}$) 之间的关系式,并列入表 5.2 中。

另外,如果将这些实验数据代入式(5.6)中,可以求出人体热负荷 L ,并找出 L 与 t_a 的函数关系,因而通过 t_a 的联系,可以找出 Y 与 L 之间的关系。如果我们将 Y 与 L 的关系绘成图,那么就可以从图上找到当 $Y=0$ 时曲线的斜率 $\partial Y/\partial L$,之所以关心 $Y=0$ 这一点,是因为它与热中性即热舒适感觉相关。我们还可以发现曲线的斜率是比较平缓的。因此用图解法确定

$\partial Y/\partial L$ 所产生的误差完全可以忽略。这样,对于上述 4 种活动量就可以找到 4 个相应的 $\partial Y/\partial L$ 值(当 $Y=0$ 时),图 5.3 就表示了这 4 个不同的 $\partial Y/\partial L$ 值与活动量的关系。

表 5.2 平均投票值 Y 与空气温度 t_a 的关系

活动量	$M/(W \cdot m^{-2})$	I_{cl}/clo	$V/(m \cdot s^{-1})$	平均投票 Y $t/^\circ C$ $\varphi_a = 50\%$
坐	58	0.6	0.1	$Y = -8.471 + 0.331t_a$
低	93	0.6	0.2	$Y = -3.643 + 0.175t_a$
中	123	0.6	0.25	$Y = -3.358 + 0.174t_a$
高	157	0.6	0.32	$Y = -4.158 + 0.265t_a$

从图 5.3 可以看到,对于处于坐姿的人, $\partial Y/\partial L$ 值比较高。将图中的 4 点用一条指数曲线加以拟合比较合适,因为 $\partial Y/\partial L$ 随着能量代谢率的增加而单调减小,得到的曲线方程是:

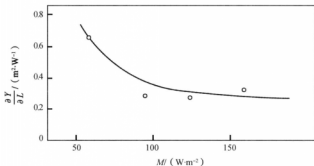


图 5.3 $\frac{\partial Y}{\partial L}$ 与能量代谢率的关系

$$\frac{\partial Y}{\partial L} = 0.303e^{-0.036M} + 0.0275 \quad (5.10)$$

将上式积分就得出:

$$Y = (0.303e^{-0.036M} + 0.0275)L \quad (5.11)$$

将式(5.6)代入式(5.11)中的 L 项,就得出了 PMV 的计算公式,即

$$\begin{aligned} PMV = & (0.303e^{-0.036M} + 0.0275)M(1 - \eta) - 3.054[5.765 - 0.007(M - W) - P_a] - \\ & 0.42(M - W - 58.15) - 0.0173M(5.87 - P_a) - 0.0014M(34 - t_a) = 3.98 \times \\ & 10^{-8}f_{cl}(T_{cl}^4 - T_{mrt}^4) + f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a) \end{aligned} \quad (5.12)$$

式(5.12)所涉及的变量与热舒适方程式一样。由于公式非常复杂,所以大约 3 500 个不同变量组合下的 PMV 值,通常由计算机给出,可参见第 6 章关于 ISO 7730 标准的介绍。也可根据给出的计算机程序编程计算。

第 6 章中给出的数值,包括每一种活动量下的 7 种服装热阻值,每种热阻值又涉及 8 种气温和 9 种风速。其他条件是 $t_a = t_{mrt}$, $\varphi_a = 50\%$ 。在高活动量时(当 $M > 116 \text{ w/m}^2$ 时),低风

速下的 PMV 值没有列出,因为在高活动量时,身体与空气的相对流速不会很小。另外还可以看到,在低服装热阻条件下(裸体, $I_{cl}=0$),高风速时的 PMV 值也未列出,因为此时皮肤平均温度将非常接近空气温度,另外 PMV 的精确度比较差。每种情况下的气温是这样选定的,即使得计算出的 PMV 值基本上对称地分布于热中性点($PMV=0$)两边。在舒适条件附近的范围内,湿度对舒适感的影响不大,这一点会在第6章指出。但如果实际的 φ_a 偏离制表条件 50% 较大时,可以进行修正。如果 $t_a=t_{set}$,也可以进行修正,修正的方法在下面加以说明。

式(5.12)中包含了许多变量,我们可以采用微分的方法来分别讨论其中各变量对 PMV 值的影响程度,就如同分析热舒适方程式的影响因素一样。这一分析过程同样也可由计算机进行,并将结果描绘成修正曲线。如我们所关心的实际湿度偏离制表条件时的修正,可以通过求解 $\partial PMV/\partial \varphi_a$ 来解决。图 5.4 表示了这一关系。

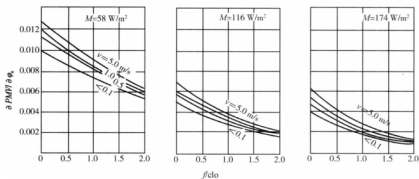


图 5.4 $\partial PMV/\partial \varphi_a$ 是服装热阻、空气流速及能量代谢率的函数^[5]

从图 5.4 可以看到,从总体上讲湿度的影响是比较小的,因为 $\partial PMV/\partial \varphi_a$ 的值最大也在 0.013 以下,并且风速对其影响不大,服装热阻及活动量越大,湿度变化产生的影响越小。图 5.4 中给出的值是表示当 φ_a 变化值为 1% 时,相应的 PMV 值的变化。例如,坐态工作的人着装 0.5 cl。处于 0.2 m/s 的气流中,当气温为 26 °C 时,查表得 PMV 值为 -0.31,即表示平均热感觉在舒适稍稍偏凉的一点上。但如果环境的 $\varphi_a=30\%$,那么由图 5.4 查得 $\partial PMV/\partial \varphi_a=0.0095$,所以实际的 $\partial PMV = \partial \varphi_a \times 0.0095 = (30-50) \times 0.0095 = -0.19$,故 $PMV = -0.31 - 0.19 = -0.5$,表示平均热感觉应该在舒适与稍凉之间,因为湿度降低增加了蒸发热损失,使感觉向冷方向偏移。

同样的方法可用以修正 $t_a \neq t_{set}$ 的影响,图 5.5 表示了 $\partial PMV/\partial t_{set}$ 的关系。采用类似的方法还可以分析 $\partial PMV/\partial v$ 、 $\partial PMV/\partial t_a$ 、 $\partial PMV/\partial M$ 等情况。由于 PMV 指标是建立在热舒适方程的基础上的,热舒适方程的影响因素(如地理位置、年龄、性别等)同样适用于 PMV 模型,因此 PMV 模型在 -2 ~ +2 是比较可信的,如果超出此范围,必须谨慎采用。特别是在较热的环境,尤其是 $PMV > 2$ 时,由于蒸发散热量的增加,可能有明显的误差。

使用 PMV 模型作为指标评价室内环境时,对于既有建筑,应通过调查或者实测确定室内

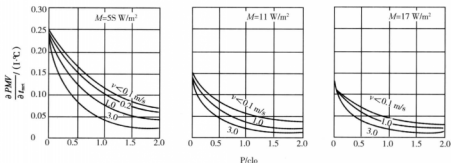


图 5.5 $\frac{\partial PMV}{\partial t_{cl}}$ 是服装热阻、空气流速及能量代谢率的函数关系^[5]

人员的平均能量代谢率与典型服装热阻,而环境变量则应通过实测获得;对于设计刚完成的建筑应根据建筑的用途确定能量代谢率及典型服装热阻,室内热环境参数根据设计值确定。其中室内大气压一般仅测定一个点就可以了,然后通过查表或者计算机程序计算,可得到每一测点处的 PMV 值,还可以进一步给出室内等 PMV 值分布线。

5.2.1.2 PPD 模型的建立

PMV 模型给出了一定活动量和着装的人群在一定环境中的热感觉平均投票值。但是人与人之间存在着生理差异,因此 PMV 模型并不一定能够代表所有个人的感觉。例如,计算得出某个 PMV 值为 -0.3 ,只表示人群中每人的投票值的平均值为 -0.3 ,表示人们的平均值为舒适偏冷,但是人群对热舒适的满意程度如何却不能体现出来,也不能说明人群中的感觉有多少比例与这个平均值一致。另外一个极端的例子,50%的人投票为 $+3$,50%的投票为 -3 ,那么 PMV 为 0 ,但是 100%的人感觉不满意。因此, PMV 模型不能完善的评价热环境。人与人的热感觉可能受各人的偏爱,也可能受情绪、进食等因素的影响,但 PMV 的实验只能控制受试者的活动量和着装,却无法控制受试者的实际新陈代谢率,即使在完全一致的热环境中,也不可能 100%一致的热感觉投票,究竟有多少人对环境表示不满意,预测不满意百分数 PPD (Predicted Percent Dissatisfied) 模型就是为了表示在室内人员对热环境的不满意度而建立的。

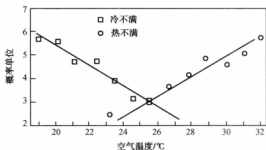
PPD 模型同样是以实验为基础建立起来的。后来分析了丹麦范格尔^[9]和美国奈维氏与罗尔斯的实验中的 1 296 个受试者的投票结果。实验总的环境温度范围为 $18.9 \sim 32.2$ °C,采用的投票值是每个受试者在实验中最后三次投票的平均值,然后再化整到最邻近的那个指标值。选择 -3 、 -2 、 $+2$ 、 $+3$ 的定义为不满意。投票结果分析见表 5.3。

我们将“不满意”定义为投票为 -2 、 -3 或 $+2$ 、 $+3$ 的情况。换句话说,如果一个人投票结果为 -1 、 0 、 $+1$,就认为他对该环境是“满意”的,因为在此范围内他并没有真正感到“不适”。以概率单位及空气温度分别为纵横坐标,把表 5.3 的数据绘成图线(如图 5.6),那么投票表示冷不适或热不适的概率单位与气温呈现出线性关系:随着气温上升,冷不适投票线性下降而热不适投票线性上升。两条直线在 $t_a = 25.6$ °C 处相交,该温度正好是由热舒适方程

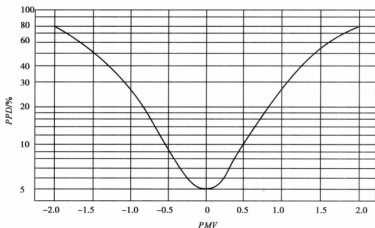
计算出的最佳舒适温度。如果将实验所得数据叠加起来,将纵坐标改成对数刻度的 PPD 值,横坐标改成与空气温度相应的线性刻度的 PMV 值,就获得了一条 PPD 作为 PMV 函数的光滑曲线,见图 5.7。

 表 5.3 热感觉投票值的分布情况^[5]

空气 温度 /℃	测试 人 数 /人	各种投票值所占百分数/%							投票分布情况		
		-3	-2	-1	0	+1	+2	+3	冷不适 (-3)、 (-2)	热不适 (+2)、 (+3)	总的不适 (-3)、 (-2)、 (+2)、 (+3)
18.9	80	42.4	36.3	16.8	3.3	1.3			78.7		78.7
20.0	80	28.8	43.7	15.0	7.5				77.5		77.5
21.1	144	12.8	30.5	46.2	19.4	1.4			43.0		43.0
22.2	80	8.8	33.7	31.2	26.3				42.5		42.5
23.3	144	5.6	11.1	47.2	33.3	2.1	0.7		16.7	0.7	17.4
24.4	80	—	3.8	22.5	62.5	11.2			3.8		8.8
25.6	144	0.7	2.1	18.1	57.5	18.8	2.8		2.8	2.8	5.6
26.7	80			3.3	57.5	31.2	5.0	2.5		7.5	7.5
27.8	144			4.2	38.8	41.0	14.6	1.4		16.0	16.0
28.9	80				17.5	41.3	30.0	11.2		41.2	41.2
29.9	80				25.0	45.0	26.3	3.7		30.0	30.0
31.1	80				8.8	38.7	36.3	16.2		52.5	52.5
32.2	80				5.0	16.3	50.0	28.7		78.7	78.7


 图 5.6 不满意率与空气温度的关系^[5]

从图 5.7 可以看出,图中的曲线关于 $PMV=0$ 对称,并在 $PMV=0$ 时, $PPD=5\%$,表明即使热环境处于最佳状态仍有 5% 的人感觉不满意。如果环境偏离最佳条件, PPD 值就要增加。5% 的不满意率被认为是任何实际环境中的最小不满意率,因此任何暖通空调工程师都不可能设计出一个对 100% 的人都满意的室内环境,除非每个人都可以单独地调节他所处的

图 5.7 PMV 与 PPD 关系图^[5]

那个空间的环境变量。

从图 5.7 中可以看到,PPD 曲线在 $PMV=0$ 点附近一个小范围内是比较平滑的,这个范围大约相当于 $PMV=-0.35 \sim +0.35$,在 $PMV=\pm 0.35$ 处, $PPD=7.5\%$,不满意百分数已经是最小百分数的 1.5 倍;在 $PMV=\pm 0.5$ 处, $PPD=10\%$;在 $PMV=\pm 1$ 处, $PPD=27\%$,已是最小 PPD 的 5 倍之多。也反映出舒适区是一个狭小的范围,超出此范围后 PPD 值迅速增加。表 5.4 从另一角度可以反映出在不同 PMV 值下,对环境不满意的人到底是嫌太热还是太冷。

表 5.4 不同 PMV 值下冷感觉与热感觉的分布^[5]

PMV	PPD/%	PPD 的分布/%	
		感到冷	感到热
-1.5	52	52	
-1.0	26.8	26.8	
-0.9	22.5	22.5	
-0.8	18.8	18.7	0.1
-0.7	15.5	15.3	0.2
-0.6	12.7	12.4	0.3
-0.5	10.3	9.9	0.4
-0.4	8.3	7.7	0.6
-0.3	6.9	6.0	0.9
-0.2	5.8	4.5	1.3
-0.1	5.2	3.4	1.8
0	5.0	2.5	2.5
+0.1	5.2	1.8	3.4
+0.2	5.8	1.3	4.5
+0.3	6.8	0.9	5.9
+0.4	8.3	0.6	7.7
+0.5	10.2	0.4	9.8

续表

PMV	PPD/%	PPD 的分布/%	
		感到冷	感到热
+0.6	12.5		12.2
+0.7	15.4	0.3	15.2
+0.8	18.6	0.2	18.5
+0.9	22.2	0.1	22.2
+1.0	26.4		26.4
+1.0	51.4		51.4

经过研究者的不断完善,得到了 PPD 与 PMV 之间的定量关系:

$$PPD = 100 - 95 \exp[-(0.033\ 53\ PMV^4 + 0.217\ 9\ PMV^2)] \quad (5.13)$$

在 ISO 7730 标准中 PPD 推荐值在 $-0.5 \sim +0.5$, 相当于人群中允许有 10% 的人感到不满意, 并给出了计算 PMV - PPD 的计算机程序, 详细见第 6 章有关内容。根据建筑物的用途和等级, 实际工程中可以选取不同的 PMV 值作为设计参数。范格尔建议可以将 $PPD = 7.5\%$ 作为设计允许的最大不满意百分率, 相应的 PMV 在 $-0.35 \sim +0.35$, 这样的要求又显得高了一些。实际工程中可以采用 $PPD \leq 10\%$ 作为设计依据, 相应的温度变化范围偏离最佳舒适温度 $1.5\ ^\circ\text{C}$ 以内。

5.2.1.3 PPD 的扩展—— $LPPD$

PPD 与 PMV 之间的关系是在室内热环境条件完全均匀一致的情况下得到的, 即假设所有的人所处的热湿环境完全相同, 室内 PMV 值处处相同, 当 $PMV = 0$ 时, 室内人群中仅有 5% 的人感到不满意。但实际情况下, 室内环境条件各处并不一致, 即使室内测点的平均 PMV 值为 0, 不满意人数百分比却有可能大于 5%。因此, 在分析一个实际的热环境时, 可以先在室内确定若干测点, 在每一测点测定环境变量, 结合考虑人体着装与活动量确定每一测点的 PMV 值, 通过计算或者查图 5.7 确定每一点的 PPD 值, 整个房间的 PPD 值就是各点 PPD 值的平均值, 这一平均 PPD 值与 $PPD = 5\%$ 的差值可以作为评价真实热环境的指标数。

实际环境的 PPD 值偏离理论最小值 5% 的原因有两方面: 一方面可能是环境温度确实偏离最佳舒适温度; 另一方面可能是环境的不一致性。对于前一个原因, 我们可以调节环境温度, 以找到一个最小的平均 PPD 值, 这一数值就称为实际环境的可能的最小不满意百分数 $LPPD$ (Lowest Possible Percentage of Dissatisfied)。那么 $LPPD$ 与已知环境的最小不满意百分数 5% 的差值, 就完全是由于环境的不一致性造成的, 因而可以用于评价室内热环境的不均匀性。在确定 $LPPD$ 时, 需要改变环境的温度, 但这一变化的幅度是较小的, 不会对室内的气流分布、温度分布及不均匀性产生显著的影响。 $LPPD$ 指标不仅适用于有大群人占据的室内空间, 也可适用于仅有少数人占用的空间。尽管人数少, 但他们仍希望在整个空间内有很好的热一致性, 因此 $LPPD$ 同样可以用来评价热一致性程度。对于一些大型的或者比较复杂的空调工程, 模拟往往是设计的一个组成部分, 采用 $LPPD$ 指标是一种非常有效的预测室内热环境质量的手段。

作为工程上可以实际应用的指标, $LPPD$ 的指标值应当定为多少? 在正常工作条件下, 对

长期居住的房屋,建议非一致环境中的 $LPPD$ 不要超过一致环境中 PPD 的 20%。换言之,一致环境中理想情况下 PPD 为 5%,那么理想的实际环境的最小 $LPPD$ 为 6%。这一限制比例看起来似乎太严格了一点,但要看到, $LPPD$ 可以反映由于环境不一致造成的不满意人数的上升程度,这意味着室内某些地方的温度或其他参数是偏离最佳值的,而从图 5.6 及图 5.7 已经知道,偏离最佳值会使 PPD 值急剧上升。

如果所设计的房间具有外墙,那么影响 $LPPD$ 指标的不仅是室内参数,还有室外气象参数。因此在确定室内热一致性及对环境控制系统的性能要求时,必须考虑室外气象资料。室内热均匀环境与室外大气条件相关,范格尔推荐采暖系统在室外日平均温度为 0~15℃ 时, $LPPD$ 不超过 6%;空调系统在晴天室外日平均温度为 15~20℃ 时, $LPPD$ 不超过 6%。室内热环境均匀性是暖通设计过程中需要考虑的。

5.2.1.4 PMV-PPD 模型应用程序

PMV - PPD 模型实际应用于评价室内热环境时的操作程序如下:

① 在被评价的室内环境均匀地确定一定数量的测点。如果室内主要从事活动为坐姿,可以选择距地面 0.6 m 高处进行测定,评价要求高时测点应在同一位置选择 3 点,即距地面高 0.2 m、0.6 m 和 1 m 处进行;对于从事站立活动的,测点应位于距地面高 1.0 m 处进行,同样,评价要求高时应选择 3 点,即分别为距地面高 0.3 m、1.0 m 和 1.7 m 处。

② 由于同一房间内的水蒸气分压力相同,故只需测定一点的相对湿度即可。空气温度、平均辐射温度及空气流速应在每个点进行测定,并应在较短的时间内完成,以免在测定时间内由于参数值的波动而影响结果。如果温度有波动,可以在一个测点用自动记录仪记下波动情况,设整个室内的湿度同步波动,然后校正其他的全部测量值。

③ 根据人员活动量及服装情况,通过查表确定能量代谢率和服装热阻。如果人体活动量较大,造成一定的相对流速,这一数值应附加到上述参数值中。

④ 由上述 3 步确定了 PMV 模型需要的环境变量和人员变量后,通过查表或者计算机程序可以确定各个测点的 PMV 值。如果 $t_{\text{air}} \neq t_{\text{r}}$,用图 5.5 进行修正; $\varphi_a \neq 50\%$,用图 5.4 修正。如果每一测定位置取 3 个高度作为测点时,则该处 PMV 值为 3 个高度上 PMV 值的平均值。

⑤ 各点的 PMV 查图 5.7 或表 5.4 确定,由此可以计算出整个房间的 PPD 平均值,并作为评价测定时刻室内热环境质量的指标。

⑥ 整个房间的平均 PMV 值也可由各测点 PMV 值计算出。如果平均 PMV 值不等于零,说明温度 t_a 可以调节,可以查询相关书籍或标准中的 PMV - PPD 计算用表。

⑦ 将各点的 PMV 值减去由步骤 6 所得的平均 PMV 值,相应的各点又可从图 5.7 中查出新的 PPD 值,并且整个房间的新平均 PPD 值即为该房间的可能的最小的不满意百分数 $LPPD$,其与 5% 之差值可以作为室内热不一致性的评价指标。

⑧ 如果 $LPPD$ 值较高,说明设计有可改进之处。通过画出室内等 PMV 线的分布情况有助于分析设计中存在的问题,并提出相应的改进措施。

图 5.8 中给出的为一个演讲厅的热环境评价实例。图 5.8 中的方格将人员的活动区域进行划分,共 30 个;把每一个方格的中心作为测量点,室内人员的活动量为坐姿,服装热阻值为 1.0 clo,相对湿度 50%。测量值见表 5.5。

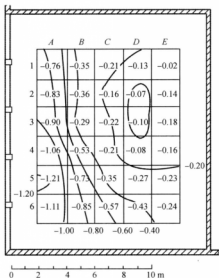

 图 5.8 演讲厅热环境的评价^[5]

 表 5.5 PMV-PPD 及 LPPD 计算表^[5]

测量点	空气 温度 t_a /℃	空气 流速 $v/(m \cdot s^{-1})$	PMV_s ($t_s = t_{air}$)	$\Delta t = t_s - t_{air}$	$\frac{\partial PMV}{\partial t_{air}}$	$\Delta PMV = \Delta t \cdot \frac{\partial PMV}{\partial t_{air}}$	$PMV = PMV_s + \Delta PMV$	PPD /%	$PMV = \frac{PMV_s}{1 + PMV_s/10}$	LPPD /%
A1	21.3	0.15	-0.65	-1.0	0.11	-0.11	-0.76	17.5	-0.34	7.4
A2	21.0	0.12	-0.65	-1.6	0.11	-0.18	-0.83	20.0	-0.41	8.5
A3	21.5	0.20	-0.70	-2.0	0.10	-0.20	-0.90	23.0	-0.48	9.7
A4	21.0	0.22	-0.87	-1.9	0.10	-0.19	-1.06	30.0	-0.64	13.9
A5	21.2	0.34	-0.98	-2.3	0.10	-0.23	-1.21	37.5	-0.79	18.8
A6	21.2	0.25	-0.86	-2.5	0.10	-0.25	-1.11	32.5	-0.69	15.5
B1	21.9	0.07	-0.33	-0.2	0.12	-0.02	-0.35	7.5	+0.07	5.2
B2	21.8	0.04	-0.35	-0.1	0.12	-0.01	-0.36	7.7	+0.08	5.2
B3	22.1	0.09	-0.27	-0.2	0.12	-0.02	-0.29	6.7	+0.13	5.4
B4	22.0	0.15	-0.46	-0.6	0.11	-0.07	-0.35	10.6	-0.11	5.3
B5	22.0	0.24	-0.61	-1.2	0.10	-0.12	-0.73	16.5	-0.31	6.8
B6	21.5	0.20	-0.70	-1.5	0.10	-0.15	-0.85	21.0	-0.43	8.7
C1	22.1	0.06	-0.27	+0.3	0.12	+0.04	-0.24	6.2	+0.18	5.7

续表

测量点	空气 温度 t_a /℃	空气 流速 $v/(m \cdot s^{-1})$	PMV_s ($t_s = t_{nat}$)	$\Delta t =$ $t_s - t_{nat}$	$\frac{\partial PMV}{\partial t_{nat}}$	$\Delta PMV =$ $\Delta t \cdot \frac{\partial PMV}{\partial t_{nat}}$	$PMV =$ $PMV_s + \Delta PMV$	PPD /%	$PMV =$ $\frac{PMV_s}{1 + PMV_s/5}$	LPPD /%
C2	21.9	0.08	-0.33	+1.4	0.12	+0.17	-0.16	5.6	+0.26	6.4
C3	21.7	0.06	-0.38	+1.3	0.12	+0.16	-0.22	6.0	+0.20	5.8
C4	22.0	0.15	0.46	+2.0	0.11	+0.22	-0.24	6.2	+0.18	5.7
C5	21.9	0.10	-0.36	+0.1	0.12	+0.01	-0.35	7.5	+0.07	5.2
C6	21.4	0.09	-0.46	-0.9	0.12	-0.11	-0.57	12.0	-0.15	5.5
D1	22.5	0.06	-0.16	+0.2	0.12	+0.33	-0.13	5.3	+0.29	6.7
D2	22.9	0.05	-0.05	+1.0	0.12	+0.12	+0.07	5.2	+0.49	10.0
D3	22.7	0.08	-0.11	+1.8	0.12	+0.21	+0.10	5.3	+0.52	10.8
D4	22.5	0.15	-0.32	+2.1	0.11	+0.21	-0.08	5.2	+0.34	7.4
D5	21.8	0.10	-0.39	+1.0	0.12	+0.12	-0.27	6.5	+0.15	5.5
D6	22.2	0.15	-0.40	-0.3	0.11	-0.03	-0.43	8.7	-0.01	5.0
E1	22.6	0.08	-0.13	+0.9	0.12	+0.11	-0.02	5.1	+0.40	8.3
E2	22.4	0.12	-0.28	+1.3	0.11	+0.14	-0.14	5.4	+0.28	6.7
E3	22.0	0.11	-0.35	+1.6	0.11	+0.17	-0.18	5.7	+0.24	6.2
E4	22.0	0.12	-0.38	+2.0	0.11	+0.22	-0.16	5.6	+0.26	6.4
E5	22.5	0.18	-0.37	+1.2	0.12	+0.14	-0.23	6.1	+0.19	5.8
E6	22.0	0.09	-0.30	+0.5	0.12	+0.06	-0.24	6.2	+0.18	5.7
平均值							-0.42	11.3	0.00	7.64

5.2.2 模型的验证

5.2.2.1 理论验证

重庆建筑大学(现重庆大学)陈启高教授^[7]曾采用广义的韦伯-费昔勒定律从理论上验证了 PMV-PPD 模型,下面简要介绍一下验证过程。

(1) 古典的韦伯-费昔勒(Weber-Fechner)定律概述

$$dS = k \left(\frac{dR}{R} \right)$$

$$S - S_0 = k \ln \left(\frac{R}{R_0} \right)$$

式中 S ——感觉量;

S_0 ——物理刺激量 R_0 的感觉量;

K ——比例系数。

自从这个定理发表后,成功地计算了物理量和感觉量的一些关系,但是对某些关系的应用却有一定局限,对这个定理虽有许多争议,但是不能完全否定。

下面的公式能够概括广义的韦伯-费昔勒定律对物理量与感觉量的关系:

$$dS = k f(S) \left(\frac{dR}{R^m} \right)$$

式中 dS ——感觉量 S 的增量;

$f(S)$ ——感觉量 S 的函数;

次函数是随感觉量的不同而不同;

R ——产生此感觉量的物理刺激量;

m ——常数指数,也随感觉量的不同而不同。

当式中 $f(S) = 1, m = 1$ 时,我们可以得到 $dS = k (dR/R)$,这就是韦伯定律,其积分为费昔勒定律,合称为韦伯-费昔勒定律。

(2) PMV-PPD 模型的验证过程

PMV-PPD 模型当中,人体热负荷 L 是人体产生热不舒适的直接原因,因此, L 是心理因素、生理因素以及环境因素的函数,它能够产生热感觉的指标,由前述已知预测平均投票值 (PMV) 被定义为:

$$Y = 4 + (0.303e^{-0.036M} + 0.0275)L$$

上式中符号与前述相同。 Y 有两种热感觉尺标:一种是从 1~7 的 7 度尺标,另一种是尺标的中点为 0 的尺标,这一综合物理量表示为:

$$R = Y - 4$$

上式中 R 是不满意的物理参数。但是对于热舒适的物理参数 R' 应当等于不舒适的物理参数的倒数,即

$$R' = \frac{1}{R} = \frac{1}{(Y-4)}$$

设热舒适函数为 $P_i, P_i = (1 - PPD)$ 。根据 PMV-PPD 模型,热舒适函数 P_i 是预测平均投票值 Y 的正态分布函数,由此能够得出微分方程。当 $S = P_i, f(P_i) = P_i, R = R'$ 时,得到

$$dP_i = k P_i \left(\frac{dR'}{R'^3} \right) \quad (5.14)$$

式(5.14),积分为

$$P_i = C \exp\left(\frac{-0.5 k}{R'^2}\right) \quad (5.15)$$

式中 C 是积分常数,根据 PMV 与 PPD 的试验数据,当 $R' = \infty$, 得 $C = 0.95$; 当 $R' = 1$ 时, $P_i = 0.73$ 。因此,得:

$k = 2 \ln(0.95/0.73) = 0.5268$,代入式(5.15),用此式计算的结果与试验值进行比较,在舒适点附近即 $PMV = 0$ 时,高度吻合,但其余点有较大的误差。

如果 k 的取值为

$k = 2 \ln(1/0.73) = 0.6249$,则误差分配在各点上。因此,将 k 值代入得到两个公式

$$P_i = 0.95 \exp[0.2634(y-4)^2] \quad (5.16)$$

$$P_i = 0.95 \exp[0.3147(y-4)^2] \quad (5.17)$$

式(5.17)接近于整个试验曲线,但是上式在热舒适点附近与曲线重合。从实用起见,使

用式(5.17)是适合的,从而从理论上证明了 *PMV-PPD* 模型。

5.2.2.2 实验和调研验证

PMV-PPD 模型建立之后,国内外的学者还进行了大量的实验室研究和现场调查研究,发现了 *PMV* 模型的适用条件及局限性。

Humphreys^{[8][14]}、Richard de Dear^[30]、Roberto L^[11]、Wong^[12]、Busch^[13]等国外学者在全球许多国家进行了大量的调研。虽然我国开展的研究较晚,但是重庆大学^{[20][21][22][23]}、清华大学^[15]、北京理工大学^[16]、同济大学^[19]、哈尔滨工业大学^[17]、天津大学^[18]等单位也通过我国不同气候区的室内热环境状况进行的大量调研发现 *PMV* 模型不完全适合于我国的要求,需要根据我国的特点进行修正方能合理利用。

5.2.3 *PMV-PPD* 模型应用及优化

经过国内外众多研究表明 *PMV* 预测模型未经过修正是不能很好的反映人体的热反应状况的。也就是说,*PMV* 预测模型的预测指标值与现场调查实际指标值存在差异。这一点已经被国内外众多学者的研究证实。

为了使 *PMV* 模型在非空调环境下也能适用,Fanger^[24]提出了在温暖气候下非空调房间的 *PMV* 修正模型,引入了一个值为 0.5~1.0 的期望因子 e ,来修正当量稳态空调条件下计算出来的 *PMV*,并给出了不同气候条件下不同区域的期望因子 e 。

$$PMV_e = e \times PMV \quad (5.18)$$

Fanger 教授认为,对于中国的情况,期望因子 e 的取值应该为 0.7。但是试验验证发现,*PMV* 修正模型仍然存在一定的误差,许多学者又提出了新的模型。

由于 *PMV-PPD* 模型计算比较复杂,虽然有计算表格、可以利用计算机程序进行计算,但是应用时还是不方便,为此研究者结合模糊数学、人工神经网络等前沿理论和方法对 *PMV-PPD* 模型进行了优化,更利于实际应用。

5.2.3.1 热平衡数 *HB*

根据范格方程得到的预测平均热反应指标(Predice Mean Vote,*PMV*)的计算极其复杂,必须在计算机上迭代求解,这对工程应用极为不利。同济大学叶海、魏润柏^[25]提出一个评价热环境的无因次指标,即热平衡数(Heat Banlance,*HB*),它较为简单且易于计算,并且可以通过它来计算 *PMV* 值。

(1) 热平衡数的定义

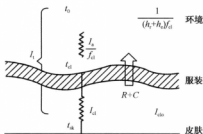
如图 5.9 表示了皮肤表面、服装和环境之间的传热关系,人体通过服装与环境进行对流(C)和辐射(R)热交换,根据传热学原理可写出:

$$C + R = \frac{T_{sk} - T_{cl}}{I_{clo}} \quad (5.19)$$

式中 T_{sk} ——皮肤表面温度,℃;

T_{cl} ——衣服表面温度,℃;

I_{clo} ——服装的有效热阻, $m^2 \cdot ^\circ C/W$,即服装的总热阻中扣除服装外表面的空气层热阻。因此,式(5.19)还可以写成:


 图 5.9 皮肤、服装与环境之间的传热示意图^[28]

$$C + R = \frac{T_{sk} - T_0}{I_t} = \frac{T_{sk} - T_0}{I_{cl} + \frac{I_a}{f_{cl}}} \quad (5.20)$$

式中 T_0 ——作用温度；

I_t ——服装的总热阻；

I_{cl} ——服装的基本热阻；

I_a ——为服装外的空气层热阻。

I_t 、 I_{cl} 和 I_a 之间满足如下关系：

$$I_t = I_{cl} + I_a = I_{cl} + \frac{I_a}{f_{cl}} \quad (5.21)$$

服装外的空气层热阻 I_a 是空气温度和风速的函数,可按下式计算：

$$I_a = \frac{0.155}{0.61 \left(\frac{T_a + 273}{298} \right)^3 + 1.9 \times \frac{298}{T_a + 273} \sqrt{v}} \quad (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}) \quad (5.22)$$

由式(5.20)可得到：

$$\frac{T_{sk} - T_0}{(C + R) \left(I_{cl} + \frac{I_a}{f_{cl}} \right)} = 1 \quad (5.23)$$

这样,式(5.23)等号左侧就成为等于1的无因次数,若用新陈代谢率 M 取代式中的 $C + R$,则式(5.23)不再等于1,但它仍然是无因次的,将此无因次数记为 HB ,则：

$$HB = \frac{T_{sk} - T_0}{M \left(I_{cl} + \frac{I_a}{f_{cl}} \right)} = \frac{\frac{(T_{sk} - T_0)}{\left(I_{cl} + \frac{I_a}{f_{cl}} \right)}}{M} \quad (5.24)$$

式中分子代表通过皮肤的显热散热量,而分母表示人体的总产热量,由于隐性潜热损失不可避免,分式的值必然小于1,它的值表示显热散热占总产热量的比值。由于它是由热平衡式导出的,故称为热平衡数 HB (Heat Balance)。

式(5.24)仍然包含了难于计算的 T_{sk} 和 I_a 项,不利于工程应用。由于皮肤平均温度比较恒定,在接近热舒适的环境中,变化幅度极小,故将它作为常数处理,按热舒适状态的皮肤平均温度取为 $33.5\text{ }^{\circ}\text{C}$;另外,通过计算发现,空气层热阻与服装面积系数的比值 I_a/f_{cl} 变化范围并不大,它随着风速的增大而减小,实际上空调环境的风速一般限制在很小的范围,故为了简化计算,按气温 $24\text{ }^{\circ}\text{C}$,风速 0.2 m/s ,服装热阻 0.7 clo 的典型情况计算得到该项的值为 $I_a/f_{cl} = 0.1\text{ m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C/W}$,代入式(5.24)得到:

$$HB = \frac{\frac{(T_{sk} - T_0)}{(I_{cl} + \frac{I_a}{f_{cl}})}}{M} = \frac{\frac{(33.5 - T_0)}{(I_{cl} + 0.1)}}{M} = \frac{33.5 - [AT_a + (1 - A)T_{mrt}]}{M(I_{cl} + 0.1)} \quad (5.25)$$

HB 中包含了影响热舒适的 5 个变量,与 PMV 相比,它没有考虑空气湿度的影响,因为空气湿度对热舒适的影响不大。

常数 A 为风速 v 的函数,实际空调环境中,风速一般限制在 0.2 m/s 左右,所以风速对 HB 的影响也不大。从式(5.25)的表达式可以看到, HB 的计算可以非常容易地进行。

(2) 热平衡数 HB 与 PMV 的关系

为了和 PMV 进行对比,有研究者计算了室内条件下常见的变量组合,每一组变量可得到相应的 PMV 和 HB 值,它们的对应关系如图 5.10。

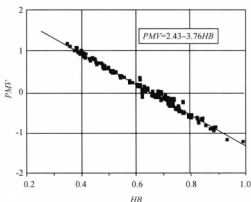


图 5.10 PMV 与 HB 的关系^[28]

由于热舒适的 3 个基本条件是:热平衡、皮肤平均温度和蒸发散热量在一较小范围内变化,当热环境偏离舒适状态时,为了维持热平衡,人体的体温调节机制就会发生作用,包括毛细血管的舒张或收缩、汗液分泌和寒颤。偏离热舒适条件越远,体温调节的负担越重,热感觉就越差。从图 5.10 中可以看出, PMV 与 HB 之间有较为明显的线性关系,当 PMV 为 0 时,相应的 HB 为 0.64 左右,即此时皮肤显热散热大约占总产热量的 64%,随着热感觉向热的一端发展,潜热散热逐渐增大,故 HB 相应减小。当 HB 近似为 1 时,即皮肤显热散热量接近总的产热量,此时由于蒸发散热仍然不可避免,皮肤平均温度偏离了舒适范围,故人的热感觉对应

于 $PMV = -1.3$ 左右的“凉”。值得指出的是,因为在 HB 的推导过程中进行了简化,而且显热与潜热的散热比例还受空气湿度、服装等的影响,故显热的实际比例可能与 HB 的计算值不完全一致。

当 PMV 在 -1 和 1 之间时,它能较正确的反映出人的热感觉,在此范围之外则偏差较大。对 HB 和 PMV 进行线性回归,得到它们的关系式如下:

$$PMV = 2.43 - 3.76 \times HB \quad (5.26)$$

两者相关系数为 0.993 。因此,结合式(5.25)和式(5.26),通过简单的计算就可以大致地确定 PMV 的值。有研究者按式(5.26)验算了 PMV 速查表中的部分数值,发现大多数情况下,误差不超过 0.1 ,完全可以满足工程计算的精度需要。

HB 的热感觉等级以及与 PMV 的对应关系见表 5.6。在 PMV 的“热中性”与“稍凉(暖)”之间又插入了两个等级。范格尔曾建议将 PPD (预测不满意百分比) $\leq 7.5\%$ 作为热环境的设计标准,即相应的 PMV 在 $-0.35 \sim 0.35$,大体对应于 HB 的 0.75 到 0.55 ,热感觉等级近似为从“微凉”到“微暖”。

表 5.6 HB 的热感觉等级

HB	热感觉	PMV
0.91	稍凉	-1
0.83	略凉	-0.69
0.75	微凉	-0.38
0.65	热中性	0
0.55	微暖	0.38
0.46	略暖	0.69
0.38	稍暖	1

5.2.3.2 模糊数学与 PMV 模型

模糊数学是 1965 年美国加利福尼亚大学控制论专家 Zadeh 提出的。它是研究和处理模糊性事物的一种新的数学方法。模糊综合评判就是指,对多个因素所影响的模糊性事物或现象进行总的评价。它主要分为按每个因素单独评判和按所有因素综合评判两步,其基本步骤包括:建立因素集 U 、建立评价集 V 、建立权重集 A 和评判空间 R ,并进行模糊综合评判。因素重要性程度系数 a_i 的确定是综合评判最关键的环节之一。因素模糊子集 A 确定的恰当与否,直接影响综合评判的结果。 A 值的确定方法有多种,在实际应用中,常用的方法有:德尔菲(Delphi)法、专家调查法和判断矩阵分析法。^[26] 模糊数学的研究对象是模糊性事物,而热舒适也具有模糊性,因此,许多研究者将模糊数学引入到热舒适的研究领域。

文学军、赵荣义^[27] 通过研究认为环境因素的综合评判,即预测人体对环境的热反应,是实现空调系统智能化控制的关键。但是 PMV 作为空调控制系统的舒适性评判依据,有不足之处:① PMV 具有一定的局限性,且未考虑众多因素(如人种、年龄、性别、健康水平、地区等)对环境人的热反应的影响,因此微气候室实验结果常常同现实环境人的热感觉有偏差。

② *PMV*可扩充性差,不具备自学习、自调整能力,不能适应具体热环境下的特殊要求。智能控制系统的—个新兴领域是专家型模糊控制系统,此时,控制器不再是单一的数学解析型,而是包括有数学解析和直觉推理的知识型。模糊语言很适合描述人体热反应系统的控制规则。利用模糊综合评判方法,提出—种稳态热环境下,人体热感觉模糊综合评判的算法,该方法充分考虑了人的活动强度、着衣量和热环境参数(空气干球温度、平均辐射温度、相对湿度和风速)等综合作用的影响,且回避了传统模糊评判算法中构造模糊隶属函数的困难,具有可学习的能力。最后,数值实验结果同预测平均投票指标吻合很好。该方法直接从人体调节热负荷与新陈代谢率这两个特征变量得到人体在环境中的热感觉,因此,不同于传统的以生理热反应(如皮温和发汗率)为基础的—热感导出策略。

杨嘉、吴祥生、张锦松等人^[28]应用模糊数学的基本理论,提出了人体热舒适模糊综合评判算法,解决了评判标度的连续化问题,减小了常规评判方法投票的不确定性。并认为模糊综合评判系统具有较高的精度,其可信度较高。连之伟、冯海燕^[29]通过专家评议的方法,以地板送风的空调房间为对象,通过大量调查与人体热舒适实验,引入模糊数学的方法,得出了地板送风房间,对人体热感觉重要的4个环境因素的系数。牛润萍、张培红、陈其针^[30]利用人体热舒适具有模糊性、随机型、不确定性的特点,采用模糊综合评判的方法,利用自适应模糊神经网络和反向传播机制,对沈阳市冬季商场内的热舒适调研得到的样本进行训练和检验,得到了关于人体热舒适综合评判的模糊推理规则。网络训练结果表明,自适应模糊神经网络方法对人体热舒适进行模糊综合评判,具有较高的精度,是可信的。张建利、姜莹、王丽燕^[31]根据室内热环境的人体舒适性具有的不绝对、模糊的特点,研制出了—种多变量模糊舒适度评价仪表。仪表以室内空气的温度、相对湿度、流速为输入变量,以模糊综合评判方法为原理,以单片机为硬件电路核心,给出了各影响因素的权重系数及各语言变量、语言值的划分。对于温度、相对湿度影响因素具有耦合关系问题,则通过不同温度区间采用不同的权重系数和不同的语言值的划分的方法来解决,能够实现数据采集、运算合成及解耦合,得出评价结论。实验结果表明:该仪表具有较高的可信度,是对室内热环境舒适性作出评价的—种有效工具。

徐远清、陈祥光、王丽^[32]等提出了—种用于室内热舒适预测的模糊因果聚类分析方法。在论域内随机产生若干样本点,对合理样本点运用模糊因果聚类方法求出其最佳聚类,提取各类样本的特征,构造模糊预测模型。通过对室内热舒适指标的实例分析,说明该方法可用于不同地区的热舒适预测,能解决*PMV*等指标预测出现的较大偏差等问题。适合处理具有不同特质的数据集,算法简单容易实现。

5.2.3.3 人工神经网络与*PMV*模型

人类的大脑有 1.4×10^{11} 个神经细胞,称为神经元。每个神经元有数以千计的通道同其他神经元相互连接,形成复杂的生物神经网络。生物神经网络以神经元为基本信息处理单元,对信息进行分布式储存与加工。通过数学和物理方法以及信息处理对人工神经网络进行抽象,并建立某种简化模型,就称为人工神经网络(Artificial Neural Network, ANN)。由于人脑在信息记忆和处理方面具有计算机无法比拟的功能,人工神经网络在信息处理、计算机领域引起了研究者的极大关注。^[33]

人工神经网络是基于对人脑组织结构、活动机制的初步认识提出的—种新型信息处理体系。通过模仿脑神经系统的组织结构以及某些活动机理,人工神经网络可呈现出人脑的许多

特征,并具有人脑的一些基本功能。神经网络具有以下特点:结构上信息处理的并行性、信息储存的分布性、信息处理单元的互联性、结构的可塑性;性能上具有高度的非线性、良好的容错性和计算的非精确性;能力上具有自学习、自组织与自适应性。自适应性是指一个系统能改变自身的性能以适应环境变化的能力,是神经网络的一个重要特征。由于神经网络的这些特性,适用于对热环境的预测和评价,热舒适领域的研究者也进行了将人工神经网络与热舒适研究相结合的尝试。

高立新、白桦^[34]利用人工神经网络技术,建立了表征人体热舒适感的 *PMV* 指标的预测模型。应用实例表明,该模型具有很高的准确度,同时,计算速度快,完全能够满足空调系统控制过程的要求。利用该模型可以对 *PMV* 指标进行实时预测。石磊、赵蕾、潘利辉^[35]将人工神经网络应用于计算人体热感觉的 *PMV* 指标,研究验证了神经网络的计算值与实际值相吻合。神经网络是一种新颖、可靠的人体热感觉预测方法,其网络结构在 HVAC 非线性实时控制中优势显著。嵇赞喆、涂光备和王晓杰^[36]使用人工神经网络(ANN)方法处理影响人体热舒适的多种环境因素和人体的热反应之间的关系,以探讨其用于各类环境热舒适性预测的可行性。针对稳定热环境和非稳定热环境下的热舒适实验,建立了 BP 神经网络模型,利用实验数据对网络进行训练和测试,检验其预测的准确性。评测结果表明,对稳态环境,该模型较传统的线性回归方法有更高的预测精度;对非稳态环境,避免采用回归方法遇到的非线性关系处理问题,能合理地预测非稳态条件下热反应的变化。研究表明,合理建立各类热环境的 ANN 模型,用已有的热反应数据训练该模型,实现对环境热舒适性的预测是可行的。

5.3 适应性模型

PMV-PPD 模型是以人体热平衡为基础,在实验室内研究得出的,它假设人体的热感觉仅受到四个环境参数(空气温度、平均辐射温度、空气流速以及相对湿度)和两个个体参数(服装热阻和新陈代谢率)的影响,并没有考虑文化背景、气候条件和社会状况等因素的影响。通过前面的介绍,研究者发现在非严格控制的室内热湿环境中,人体的热感觉与 *PMV-PPD* 模型预测的结果有比较大的出入。*PMV-PPD* 模型当中没有明确定义“可接受性(acceptability)”,或者“满意(satisfaction)”,而是将“满意”同热感觉的“稍暖(slightly warm)”,“刚好(neutral)”和“稍凉(slightly cool)”联系起来,即认为,在热感觉投票中,投票值为以上三项时,都认为此时的室内热环境状况是令人满意的。正如前面介绍,*PMV-PPD* 模型与现场调研的结果有许多不一致的情况,适应性理论就是在这种背景下产生的。

5.3.1 研究背景

5.3.1.1 前期研究

在现场研究的过程中,研究人员收集热环境以及室内人员热反应的数据,通过适应性手段达到热舒适是以热舒适现场研究的成果为依据的。前期许多研究者开展了大量的研究。由 Bedford 开展的相关的著名研究^[37],及前面介绍的国内外热舒适现场调研都是适应性研究的基础。研究者们使用统计的方法来处理自然状态下的多变热环境中获得的数据,其目的就是为了找出令室内人员认为是中性的(Neutral)或舒适的(Comfortable)的温度或热环境参数(空气温度、空气流速以及相对湿度等)的整合。

Humphreys 曾经对来自不同国家的 36 个受试者进行了有关中性温度的研究,结果发现中

性温度(t_n)与室内空气温度(t_{in})有较高的相关性^[8],其公式见(5.27)。

$$t_n = 0.83t_{in} + 2.56 \quad (R^2 = 0.96) \quad (5.27)$$

由于建筑维护结构的导热性,室外温度必然会对室内温度造成影响,尤其是对自然通风建筑来说更是如此。国外学者在室外温度上一般采用月平均温度,即每天最高和最低气温按月累加进行平均。因此,可以推得室外空气温度与中性温度之间也存在类似的相关性。文献^[40]线性回归模型中有 94% 的室外温度对中性温度有影响,其线性回归方程为(5.28):

$$t_n = 0.534t_{out} + 11.9 \quad (R^2 = 0.97) \quad (5.28)$$

通过对集中供热或空调建筑的中性温度进行研究后发现,其与室外温度也同样存在很高的相关性,只是其回归方程为曲线,见式(5.29):

$$T_n = 23.9 + 0.295(T_m - 22) \times \exp\left[-\left(\frac{T_m - 22}{24\sqrt{2}}\right)^2\right] \quad (5.29)$$

通过对来自澳大利亚、亚洲、美洲及欧洲不同气候区的 53 项现场研究,Auliciems^[38]对文献^[8]中的回归方程进行了修正,得到了一个对中性温度进行描述和预测的统一回归模型,它可用于自然通风类建筑和集中供热或空调建筑,见式(5.30):

$$t_n = 0.48t_{in} + 0.14t_{out} + 9.22 \quad (R^2 = 0.95) \quad (5.30)$$

通过这些研究发现在非空调环境下,人的热舒适反应与传统的适用于稳态空调环境的 PMV 指标值存在较大偏差,如果能够分析出产生这个差异的原因,利用传统自然通风建筑中的生活方式作为空调系统的设计指导,将减少人们对机械制冷的依赖,降低空调能耗。

5.3.1.2 适应性理论形成

针对 PMV-PPD 模型在应用过程中与实际情况有差异这个问题,美国采暖、通风、空调与制冷工程师协会 ASHRAE 开展了一个大型的研究课题 RP-884,开展了一系列世界范围内的研究,来量化空调建筑与自然通风建筑对人体热反应的影响,并形成了 RP-884 数据库。在研究过程中严格按照标准程序,对 PMV 模型当中 6 个输入变量与实际热感觉的关系,包括数据格式、数据库的机构等都进行了严格的规定,数据处理过程,例如服装热阻的计算都有统一的规定。数据收集和分析过程的标准一致性使得不同地区收集得到的数据具有可比性,可以避免由于数据收集和分析过程的不统一对结果产生的人为误差。最终的数据库包括 160 栋建筑,22 346 份问卷,四大洲(包括泰国、英国、印度尼西亚、美国、加拿大、巴基斯坦、新加坡等国家)的数据。1998 年 Richard de Dear^[39]等在 RP-884 数据库基础上提出了“适应性模型(Adaptive Model)”,并成为了 ASHRAE55 适应性舒适标准 ACS(Adaptive Comfort Standard)的基础。

5.3.2 适应性理论的基本内容

适应性手段的基本假设是通过适应原理来表达的,即如果导致不舒适的情况发生,人们的反应就会向着恢复自身舒适的方向发展。Nicol 和 Humphreys 认为把热舒适投票值和人们的活动联系起来,那么适应性原理就可以将舒适温度和受试者所在的环境相联系。舒适温度是受试者和建筑或者他们所在环境相互作用的结果。环境当中变化最多的就是气候,气候会影响当地的文化和人们建造房屋的风格。人们在设计房屋时,最基本的想法是,室内热环境能够不受气候变化的影响,这个想法就会引导人们采取一系列措施来改善室内环境,好方法便日积月累,因此那些有更多机会适应环境的人,或者是通过技术手段营造适合人居环境的

人,他们经历不舒适环境的可能性将会大大减少。^[41]在人工气候室的热舒适研究中,没有将受试者的文化背景、性别、年龄、认知水平、气候条件、社会经济状况等因素同人体的舒适性联系起来,因此人是作为环境的被动接受者。而在热舒适的现场研究中,或者说在适应性研究中,人不是作为环境的被动接受者,而是环境的积极适应者。

这种适应性定义为:由于对热环境不断适应而逐渐减小的机体反应。^[39]

适应性理论认为:人不仅是环境热刺激的被动接受者,同时还是积极的适应者,人的适应性对热感觉的影响超过了自身热平衡,对环境的适应会使人逐渐对该环境满意,例如,生活在热气候环境下的人们对室内的期望温度,要比那些生活在寒冷气候环境下的人们的期望温度要高。不仅仅是基本的热环境和人体参数对热期望值和热偏好起重要作用,人员热感觉、满意度以及可接受性也受人体在某个特定环境下的热期望值和人体实际所处的热环境共同影响。热平衡模型在一定程度上考虑了人体行为调节的作用,但是它忽略了心理调节的作用,心理调节在某个特定的环境下可能会起到重要的作用,进而改变人体的热期望值、热感觉以及满意度等。适应性模型的理论由三个部分组成,分别是生理适应、心理适应和行为适应,见图 5.11。

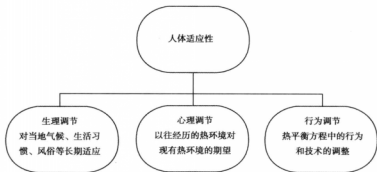


图 5.11 适应性的组成^[39]

实际建筑和在室人员之间的关系是极为复杂的,人体对环境的适应或满意,是这三个适应调节共同作用的结果,也就是说,人体对热环境的主观热评价是这三个方面共同作用的结果。其产生机理见图 5.11。首先是人体对所处的实际热环境进行主观评价,如果是舒适的,则维持其现状,如果不舒适的,则通过人体自身的行为调节,对环境的技术性调节等手段达到让自己对环境满意的目的。在这一过程中,人体原来所经历的热环境、生活习惯、文化背景、气候条件以及社会经济状况等,均会使人体对环境的热期望值发生改变,这种期望值的改变使得在室人员对所处的热环境满意。

(1) 行为适应

行为适应是指人们改变身体热量平衡所做的有意或无意的热调节行为。包括三个方面:

①个人调节。通过个人的调节来适应热环境,比如换衣服、改变活动量、喝冷饮或者热饮等。

②技术调节或者环境调节。在条件允许的情况下通过调控热环境满足热舒适的要求,例

如开关窗户、打开风扇或取暖器、应用采暖或者空调等。

③习惯性调节。如行为习惯、午休的习惯、着装习惯等。

(2) 生理适应

生理适应广义来讲包括所有为了适应热环境而进行的生理响应。人们通过生理响应来减小热环境对人体形成的应力。生理适应至少可以分为以下两类：

①遗传适应。指机体由于适应热环境，成为个体或者群体中的遗传基因的一部分，会通过遗传代代相传。

②热习惯。在某个热环境中工作或生活一段时间后，通过改变生理调节系统的温度设定点来适应热环境。

(3) 心理适应

心理适应是指人们由于自己的经历和期望而改变了对客观环境的感受和反应。人对热环境的热经历和热期望可以直接而又显著的降低人对环境的热感受。心理适应性随着时间和地点的变化，改变人的对舒适温度的要求。模型认为这是解释自然通风建筑中实际观测结果和 *PMV* 预测结果不同的主要原因。

de Dear 通过对自然通风建筑室内热环境的研究发现，对于自然通风建筑来说，心理调节 (psychological adaptive) 在影响人体热感觉等方面起了重要的作用。^[40] 越来越多的实地测试表明，稳态热舒适模型并不能准确地预测出人体的热反应。人的适应性和对环境的期望被认为是产生这种状况的主要原因。

5.3.3 适应性理论(逻辑)框图

适应性模型强调用人们如何与环境相互作用和改变环境，来说明人们过去的经验和将来的计划如何影响人们对环境的看法。适应性模型的机理可以用一个反馈控制图来表示，如图 5.12 所示，图中将室外气候、过去经历的热感觉及调节通过各种反馈表示出来，可以看出，气候以及过去经历的热环境都是一个负反馈过程。图 5.12 也反映出适应性模型不仅包含了热平衡为基础的静态热舒适模型即 *PMV* 模型的基础，也将三种热调节机制及影响适应性的各种因素包含在内，可以通过下面的三个反馈过程反映出来。

适应性假设同时隐含着，人们期望的舒适温度会随着他们每天经历的室内外温度的平均情况而改变。

(1) 行为热调节反馈

行为热调节是对热环境反应最快的一个反馈，如图 5.13 中所示，当人感到热不舒适或者不满意时，会采取相应的措施。在静态热平衡模型当中，热不舒适或者不满意仅仅成为一个结果，而在适应性模型当中则是一个反馈的起点。

(2) 生理热调节反馈

生理热调节反馈是一个由自主神经系统调节的不显著的过程，生理热调节反馈主要表现为人对热环境的热适应和热习惯影响人的热期望，见图 5.14。

(3) 心理热调节反馈

心理热调节对于适应性的影响在于，认知程度和文化差异，形成的热习惯不同会影响热期望。由于对室内外热环境形成的热期望，直接影响热感觉以及热满意程度，心理热调节反

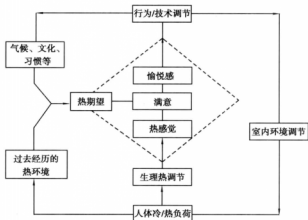


图 5.12 适应性模型机理^[39]



图 5.13 行为热调节反馈^[39]

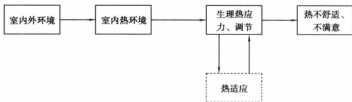


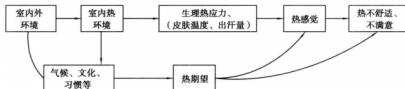
图 5.14 生理热调节反馈^[39]

谓循环(见图 5.15)已经包含于热舒适模型当中。

5.3.4 适应性热舒适预测模型的方法

(1) RP-884 数据库

考虑到在适应性假设中心理适应对热感觉的重要影响,研究者一致认为,测试必须是现场测试,而不能在气候室内进行。因此 RP-884 改变了以往利用给报酬的大学生,在一个严格控制的气候室内做测试的做法,而采用到现场去调查建筑的真正用户。

图 5.15 心理热调节反馈^[39]

支撑 RP-884 的数据库包括每个被调查者所在的建筑基本特征、总人数、以及被调查者针对 6 个参数 (t_a , t_r , rh , v , T_{sk} , clo , met) 的室内热感觉、热期望和可接受投票。考虑到服装对行为热调节的影响,和不同热指数的计算,一定要保证服装和家具的隔热值在整个 RP-884 数据中保持一致,最后采用的是 ASHRAE 55—92 的方法。

其他热舒适模型的应用均是,根据给定的一些参数(温度、湿度、风速等)来预测人们在这种情况下反映,既不是针对现已存在建筑中的用户,也不是针对即将建成建筑中假设的用户,仅仅是一组参数而已。但是 RP-884 的适应性模型是为了能够在单体的建筑中应用,因此用于模型的模块化分析必须和那个单体建筑保持一致。因此,对所得到的 21 000 组原始数据根据建筑水平进行了分类统计整理。

RP-884 的模块分析就是通过统计个别建筑形成的这些大量数据库来得到的,总共有 160 个。统计结果从热中性温度、期望温度、可接受度、平均室内热指数值以及在调查时的室外气象指数中获得。原始数据经过标准化后,规整到数据库中,那么一些热指数,例如 ET^* , SET , PMV , PPD , PD 就可以用标准软件工具(ASHRAE RP-781)计算出来。而且室外气候和气象资料都附加在数据库的每一组中,以便调查室外大气环境对热适应的作用。

(2) RP-884 适应性模型

以单体建筑作为一个单元来分析所得数据,是 RP-884 适应性模型与其他适应性模型最显著的区别,因为它可以区别人对不同建筑环境的适应性。通过分析处理这些数据,RP-884 热舒适模型得到的室内热中性温度方程式如下:

$$neutrality = 15.34 + 0.35 \times \text{operative temperature} \quad (r = +0.62) \quad (5.31)$$

式 5.31 和 Humphreys 1975 年得到的方程式 $neutrality = 2.56 + 0.83 \times \text{operative temperature}$ ($r = +0.96$) 很类似。所得到的中性温度仍然和建筑的平均室内操作温度有很好的相关性,虽然这个关系没有 Humphreys 所得到的那么强,但这个相关系数可以通过 RP-884 中部分异常值的剔除而有所增大。最后从 98 个单体建筑(包括 HVAC 建筑和自然通风建筑)的 11 620 个样本得到了显著的自适应模型:

$$neutrality = 12.93 + 0.44 \times \text{operative temperature} \quad (r = +0.68) \quad (5.32)$$

通过和 Humphreys 相比,可以发现,中性温度对建筑平均温度的灵敏度只有他的一半,这个不同也许可以用建立方程所用的测试对象是两栋不同的建筑来解释。

RP-884 的室外气候指标采用的是 ET^* , 增加了对湿度影响的考虑,但是后来 de Dear 发现室内热舒适温度和室外空气温度(而不是室外有效温度)有很好的相关性,尤其是在自由运行建筑或者自由通风建筑中,这一发现使得 ASHRAE 的热舒适标准可以根据气候做适当的修订,那

么温带气候区域建筑在设计时,较多的采用自然通风,以减少了对冷却降温能耗的需求。

之所以会提出适应性模型,是由于在某些情况下,PMV 和实际热感觉之间产生了较大的偏差,那么到底 RP-884 是否有所改进呢?事实上,对于 HVAC 建筑来讲,之前已经有大量的文章证明 PMV 预测的准确性,那些文章中的数据也是 RP-884 数据库中的一部分。HVAC 建筑的情况和气候室类似,行为和心理适应反馈都处于封闭状态,因此得到了两个模型的预测结果相近。其实 PMV 模型在建立之初是一个适应性模型,但将它应用到未建成或未使用的建筑进行预测,它通常无法获得具体的参数,如:服装热阻、风速等。而 RP-884 模型根据数据得到了隔热值和室内平均风速与室外平均有效温度的相关关系:

$$\text{thermal insulation} = 0.93 \times e^{-0.013 \times (\text{mean outdoor } ET^*)} \quad (r = +0.80) \quad (5.33)$$

$$\text{mean room air speed} = 0.08 \times e^{+0.014 \times (\text{mean outdoor } ET^*)} \quad (r = +0.44) \quad (5.34)$$

有了以上关系式,PMV 在 HVAC 建筑中的适应性方程可表示为:

$$\text{comfort temperature in HVAC} = 22.6 + 0.04 \times \text{mean outdoor } ET^* \quad (r = +0.50) \quad (5.35)$$

在自然通风建筑中,RP-884 适应性模型的曲线几乎为 PMV 模型的两倍,如果按照刚才的分析,PMV 模型在环境方面可以算是具有适应的模型了,那么在自然通风建筑中排除生理适应的影响,PMV 模型和 RP-884 的区别就只剩下行为适应和心理适应了。在舒适度附近,人们一般很少采用行为调节,故两个模型预测结果的差异可以用心理适应性来解释。因此在自由运行建筑中,适应性模型能更为准确地预测热舒适性。

由样本库同样可以得到,RP-884 适应性模型的可接受温度范围,如式(5.36),但是没有对空调房间和自然通风房间加以区分。为了将可接受温度应用到预测室内最佳温度的适应性模型,那么就需要将它和室外温度联系起来。于是进行了室内可接受温度和室外有效温度的统计回归,结果见表 5.7。可以设想,如果回归模型具有统计意义上的变化,子样本的平均接受范围就能够合理地适用于所有气候区。

$$\text{range of acceptable temperatures} = 4.2 + 1.65 \times (\text{stdev of indoor temperature}) \quad (5.36)$$

表 5.7 可接受温度和室外有效温度关系的确定

	空调建筑	自然通风建筑
建筑数量	108	41
热感觉回归模型显著性在 95% 以上的建筑数量	63 (占总数的 58%)	33 (占总数的 75%)
可接受度为 80% 的室内温度的平均跨度范围/K	4.1	6.9
基于室外有效温度的 80% 可接受温度范围回归模型	$y = 3.08 + 0.05 \times x$	$y = 6.28 + 0.03 \times x$
统计 T 检验的回归梯度	1.81	0.36
T-检验的差异显著程度	$p > 0.05$	$p > 0.10$
可接受度为 90% 的室内温度的平均跨度范围/K	2.4	4.9
基于室外有效温度的 90% 可接受温度范围回归模型	$y = 1.81 + 0.03 \times x$	$y = 3.67 + 0.02 \times x$
统计 T 检验的回归梯度	1.81	0.36
T-检验的差异显著程度	$p > 0.05$	$p > 0.10$

5.3.5 应用

de Dear 和 Brager 利用 ASHRAE 的 RP-884 数据库,对空调建筑和自然通风建筑中 *PMV* 模型和适应性模型获得的现场数据的结果分别进行了比较,见图 5.16。如图所示,空调建筑中,*PMV* 模型可以用于预测热舒适温度,*PMV* 模型的输入变量:服装、空气流速等行为热调节方式,可以比较准确地得出不同室外气候对应的室内舒适温度。与此相反的是,在自然通风建筑当中适应性模型得到的结果与 *PMV* 模型有显著的差异,产生这个差异的一个主要原因便是前面介绍的心理热调节的影响,因此,在自然通风建筑中适应性模型更能反映室内人员的热感觉情况,确定的舒适温度范围更宽。

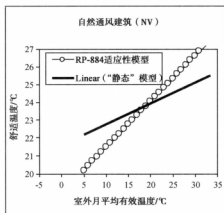


图 5.16 非空调建筑中静态模型 (*PMV*) 与适应性模型^[39]

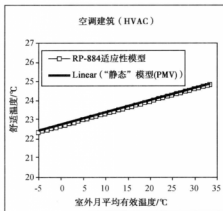
将图中室外气候月平均有效温度用干球温度代替,可以通过回归分析得到室内舒适温度与室外干球温度的计算公式:

$$t_{\text{comf}} = 0.31t_{\text{s,out}} + 17.8 \quad (5.37)$$

式中 t_{comf} ——最优的室内舒适温度;

$t_{\text{s,out}}$ ——室外空气平均温度。

采用 *PMV-PPD* 模型评判热可接受与热舒适的方法,即将适应性模型的热感觉平均投票值的 $-0.5 \sim +0.5$,90% 的人感到满意的范围,作为热舒适的界限; $-0.85 \sim +0.85$,80% 的人感到满意,作为可接受范围的界限。相应的得到热舒适范围的上下温度界限与中心平均温度差为 5°C ,可接受温度宽度为 7°C ,中心温度通过式(5.37)得到。将得到的数据用连续的温度范围表示出来,即得到图 5.17。适应性模型,已经被 ASHRAE55—2004 标准采纳,并用于自然通风建筑的热舒适评价。

图 5.17 空调建筑中静态模型 (PMV) 与适应性模型^[39]

5.4 适应性预测平均热感觉模型

5.4.1 模型建立

由前面所述,根据现场调查发现室内热舒适温度与室外月平均温度有着较好的回归关系。重庆大学姚润明(1997)^[30]以此为出发点,把这种现象用自动控制理论当中的“黑箱”理论加以描述。黑箱的输入信号为物理刺激量,输出为人体的热感觉。不可见元素在黑箱中,包括建筑设计及人体热交换的影响变量等。黑箱的特点便是没有必要精确得出黑箱内部的组成部分。

(1) PMV 模型框图

利用黑箱理论,可以得出热平衡模型 PMV 的框图,如图 5.18 所示:

公式为:

$$PMV / \delta = G \quad (5.38)$$

式中 δ ——物理刺激量;

G ——人体感受量。

(2) 5.4.1.2 适应性预计平均热感觉 $aPMV$ 模型框图

在实际建筑中,如前所述,人可以进行自我热调节,如增减衣物以及建筑功能调节、局部供热、供冷等手段,因此,实际建筑中热舒适投票 $aPMV$ 与物理量刺激之间是自动控制“黑箱”中的环状负反馈,由此建立实际热舒适调节模型:

图 5.19 中, δ ——物理刺激量;

K_s ——大于 0 的系数,取决于气候、季节、建筑形式及功能,社会文化背景以及其他瞬时物理环境中的相关因素;

G ——人体感受量。

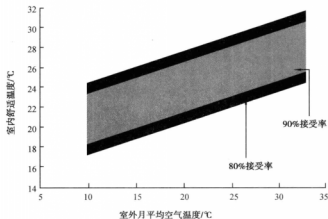


图 5.18 自然通风建筑中适应性模型^[39]
(已被 ASHRAE55—2004 采用)

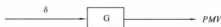


图 5.19 热舒适调节模型图^[20]

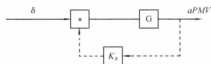


图 5.20 热舒适调节静态模型框图^[42]

适应性预计平均热感觉模型 $aPMV$ 模型可写为:

$$aPMV = \delta G - aPMV \cdot K_{\delta} \cdot G \quad (5.39)$$

即:

$$aPMV / \delta = G / (1 + K_{\delta} \cdot G) \quad (5.40)$$

式中符号与图中的符号相同,将式(5.40)代入式(5.39)有:

$$aPMV / \delta = PMV / (\delta + K_{\delta} \cdot PMV) \quad (5.41)$$

这里假设物理刺激量 $\delta = T_m - T_n$ 。

式中 T_m ——室内空气综合温度;

T_n ——热中性温度。

所以,式(5.41)可以写成:

$$aPMV = PMV / [1 + K_{\delta} \cdot PMV / (T_m - T_n)] \quad (5.42)$$

这里,令 $\gamma = K_b / (T_m - T_n)$, 于是式(5.42)又可以写成:

$$aPMV = PMV / (1 + \gamma PMV) \quad (5.43)$$

式(5.43)为适应性预测平均热感觉 $aPMV$ 模型的关系式。

(3) 适应性预测平均热感觉 $aPMV$ 模型分析

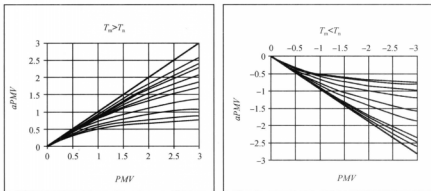


图 5.21 PMV 和 $aPMV$ 的理论关系

由式(5.37)可知,在夏季或天气较热时,即 $T_m > T_n$ 时, $\gamma = K_b / (T_m - T_n) > 0$, 此时 $PMV > aPMV$, 预测平均投票大于实际热感觉投票, 见图 5.21。换言之, 要达到相同的热感觉投票, PMV 模型预测的室内温度要低于实际情况下的温度值, 即对夏季采用空调作为降温方式的房间来说, 必须采用更低的设定温度才能使室内人员获得舒适的热感觉。而在实际情况下, 并不需要采用前者那么低的温度设置即可达到舒适状态, 这就为建筑节能提供了可能。

在冬季或者是较冷的天气, 即 $T_m < T_n$ 时, $\gamma = K_b / (T_m - T_n) < 0$, 可得 $PMV < aPMV$, 预测平均投票小于实际热感觉投票。通过前面的分析可以知道, 要达到相同的热感觉, 实际情况下的温度要求比 PMV 预测模型下的温度值低。这样, 在冬季采暖或使用其他方式取暖时, 可以将设定温度调高一些, 既满足了舒适的要求, 又达到了节能的目的。

5.4.2 模型检验

(1) 利用国外数据的检验

重庆大学客座教授姚润明采用印度尼西亚 T·H·KARONU 的夏季实验结果, 得出的 $aPMV$ 和 PMV 的曲线, 见图 5.21。从图中可以看出, 夏季在相同的温度下, $PMV > aPMV$, PMV 模型预测的舒适温度比 $aPMV$ 模型预测的温度低。对于空调房间来说, 较低的空调设定温度无疑会增加能耗, 而且人体的实际热感觉会偏凉。

冬季采用英国 Reading 大学的实验结果, 其 PMV 和 $aPMV$ 投票的情况见图 5.23, 结果表明, $T_{aPMV} < T_{PMV}$, 即 PMV 模型预测的舒适温度高于 $aPMV$ 模型, 如果设计采用 PMV 模型预测的结果则会增加能源消耗, 而且实际热感觉会偏暖。

冬季和夏季的验证结果表明, 采用适应性预测平均热感觉 $aPMV$ 模型在建筑当中预测实际热感觉较为准确。

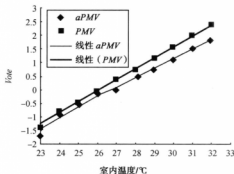


图 5.22 PMV 与 aPMV 比较

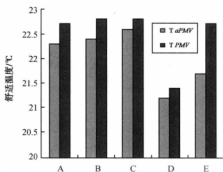


图 5.23 冬季舒适温度比较

(2) 利用国内数据的检验

刘晶^[44]对重庆地区的自然通风建筑进行了一年多的现场调查研究,主要针对教室,在现场热环境数据收集的同时,进行热舒适问卷调查,该研究共收集了3 600多份问卷。通过数据分析,对 aPMV 与 PMV 进行了比较研究及验证,见图 5.24 和图 5.25。

图 5.24 表明,夏季在相同的温度下,PMV 模型预测的热感觉值大于 aPMV 模型的预测值。而在冬季,情况则恰恰相反,与 aPMV 模型的理论一致。进一步利用最小二乘法对热舒适调节静态模型 aPMV 中的系数 γ 进行求解,得到了冷环境和热环境下的调节系数 $\gamma_{\text{夏}} = 0.293$, $\gamma_{\text{冬}} = -0.125$,表明在热环境下,热舒适静态模型(PMV)过高的估计了人体的热感觉;图 5.25 表明在冷环境下,它又过高的估计了低温对人体主观热感觉的影响,这直接导致了在自然通风建筑中,PMV 值和 AMV 值在相似环境下的差异。将调研的实际投票 AMV 与 aPMV 比较分析,图 5.26 表明 aPMV 与实际热感觉投票结果基本一致,表明 aPMV 用于预测实际热感觉的结果比较理想。

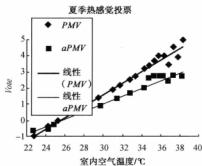


图 5.24 夏季教室 PMV 与 aPMV

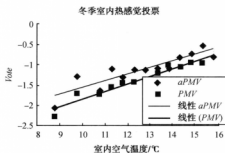


图 5.25 冬季教室 PMV 与 aPMV

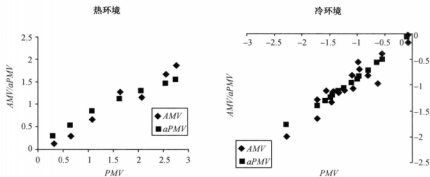


图 5.26 冷、热环境下教室实际热感觉投票 AMV 与 aPMV 比较

5.4.3 $aPMV$ 模型应用

$aPMV$ 模型经过热舒适调查研究得到了验证,刘晶进一步利用 $aPMV$ 模型对临界差异温度、热中性温度、可接受温度等进行了求解和分析。

(1) 差异临界温度的计算

将现场调查的热感觉投票与预测平均热感觉投票进行统计,得到图 5.27~5.29,图 5.27 和图 5.28 分别是冬季和夏季的实际热感觉投票 AMV 与 PMV 预测值比较图,而图 5.29 则是将冬季和夏季的数据一起回归得到的。由图 5.28 可以看出,冬季在 PMV 模型预测的冬季室内热感觉投票值明显低于实际热感觉投票值 AMV ,平均低 20.4%;而在夏季的时候, PMV 模型预测的室内热感觉投票值又明显高于实际热感觉投票值 AMV ,平均高 35.4%。从全年室内热感觉投票图中可以清楚地看到,在低于 23.3 °C 时, PMV 模型预测的室内热感觉投票值低于实际热感觉投票值 AMV ,而在高于 23.3 °C 时, PMV 模型预测的室内热感觉投票值又高于实际热感觉投票值 AMV ,将其定义为差异临界温度,即在此温度 PMV 与 AMV 相等。对应到全年室外的情况,差异临界温度值为 22.5 °C。分析 PMV 与 AMV 差异的原因,可以从适应性理论的生理、心理和行为热调节三个方面来解释。在生理方面,因为被调查者都是 20 岁左右的青年,对环境有很强的适应能力,这是他们在长期特定的且相对残酷的热环境下所形成的生物体反映;在心理方面,由于教室没有暖气和空调等采暖设施,所以被调查者在心理上就已经做好了接受这一热环境的准备,心理期望值也会随之发生变化;行为方面,指人体通过改变自身的热平衡而采取的一些行为。这里主要指增加衣服、喝热饮、使用便携式暖手器等。

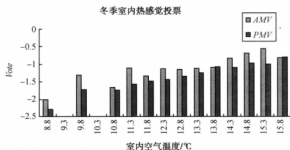


图 5.27 冬季室内热感觉投票 AMV 与 PMV

差异临界温度及对应的 PMV 和 AMV 值,见表 5.8。从表 5.8 中可以看出,全年室内外差异临界温度变化不大,其差值为 0.75 °C。冬夏季由于季节本身的差异而使差异临界温度也有明显的差别。当室内外温度位于相应的室内外差异临界温度值时, PMV 与 AMV 相等。也就是说,在该温度值下,预测模型的预测人体热感觉投票和实际人体热感觉投票是相一致的。从表 5.8 还可以看出,当室内外温度取相应的差异临界温度的时候,对应的 PMV 和 AMV 值都处于偏离热中性很小的状态,由 $PMV-PPD$ 指标可知,即使室内热环境处于最佳的热舒适状态时,仍有 5% 的人感到不满意。就本次现场研究的结果来看,在差异临界温度时, $PMV-PPD$ 指标的最大波动是 +0.1 ~ +0.8,对应的不满意百分数明显小于 20%,完全满足可接受的热环

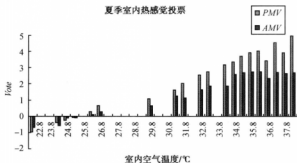


图 5.28 夏季室内热感觉投票 AMV 与 PMV

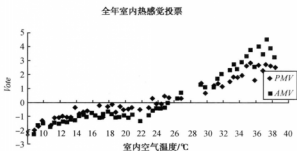


图 5.29 全年室内热感觉投票 AMV 与 PMV

境的要求,即至少有 80% 的室内人员认为该热环境是可以接受的。

表 5.8 差异临界温度

单位:℃

差异临界 温度	冬 季		夏 季		全 年	
	室内	室外	室内	室外	室内	室外
	23.5	18.8	26.3	23.9	23.3	22.5
$PMV = AMV$	0.63	0.74	0.14	0.13	0.29	0.42

(2) 热中性温度

通过对冬季、夏季以及全年综合数据分别对室内温度和室外温度进行线性回归,可以得到不同季节自然通风建筑的 AMV 、 PMV 回归公式,见表 5.9。热中性温度就是令线性回归公式中的 $PMV=0$ 、 $AMV=0$ 时对应的空气温度,热中性状态即为热感觉不冷也不热的状态。本次现场调研的热中性温度统计见表 5.10。全年的室内热中性温度在 $PMV=0$ 、 $AMV=0$ 时分别为 21.79℃ 和 21.24℃。实测的热中性温度低于 PMV 预测的热中性温度,两者的差值为 0.5℃。这说明被调查者在生理上已经适应了该地区的气候状况,另外,心理期望值的降低以

及行为上的适应措施等,都促使了被调查者在低于 PMV 热中性温度时就已经达到了热中性状态。对于全年室外热中性温度来说,也符合这样一个规律,实测的热中性温度比 PMV 预测的热中性温度低 $1.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

表 5.9 PMV 、 AMV 线性回归曲线总结

			线性回归公式	可接受温度范围/ $^{\circ}\text{C}$	热中性温度/ $^{\circ}\text{C}$
PMV	冬季	室内	$PMV = 0.184\ 5t_{in} - 3.696\ 8$ ($R^2 = 0.950\ 4$)	15.4 ~ 24.8	20.0
		室外	$PMV = 0.199\ 9t_{out} - 3.008\ 5$ ($R^2 = 0.795\ 3$)	10.8 ~ 19.3	15.1
	夏季	室内	$PMV = 0.357\ 1t_{in} - 9.127\ 3$ ($R^2 = 0.976\ 6$)	23.2 ~ 27.9	25.5
		室外	$PMV = 0.282\ 1t_{out} - 6.612\ 5$ ($R^2 = 0.903\ 1$)	20.4 ~ 26.5	23.5
	全年	室内	$PMV = 0.199\ 3t_{in} - 4.343$ ($R^2 = 0.886$)	17.5 ~ 26.1	21.8
		室外	$PMV = 0.156\ 6t_{out} - 3.1$ ($R^2 = 0.864\ 6$)	14.4 ~ 25.2	19.8
AMV	冬季	室内	$AMV = 0.163\ 7t_{in} - 3.209\ 8$ ($R^2 = 0.802\ 6$)	14.4 ~ 24.8	19.6
		室外	$AMV = 0.177\ 2t_{out} - 2.582\ 6$ ($R^2 = 0.718\ 3$)	9.8 ~ 19.4	14.6
	夏季	室内	$AMV = 0.238\ 9t_{in} - 6.1558$ ($R^2 = 0.964\ 1$)	22.2 ~ 29.3	25.7
		室外	$AMV = 0.161\ 4t_{out} - 3.696\ 1$ ($R^2 = 0.969\ 3$)	17.8 ~ 28.4	23.1
	全年	室内	$AMV = 0.144\ 3t_{in} - 3.064\ 3$ ($R^2 = 0.931$)	15.4 ~ 27.1	21.2
		室外	$AMV = 0.115\ 2t_{out} - 2.168\ 3$ ($R^2 = 0.924\ 1$)	11.4 ~ 26.2	18.8

(3) 可接受温度范围

可接受温度就是 80% 的室内人员感觉满意的空气温度值。从表 5.9 中可以看出,实际的可接受的室内空气温度范围明显宽于 PMV 预测模式下的范围。造成这一现象的原因也可以从生理、心理和行为三方面加以解释。生理方面,被调查者长期处于热环境下,已经充分适应了该环境;心理方面,现有的热环境改善措施使得室内人员对该热环境的心理期望值发生变化;行为方面,人体通过增减衣服、喝冷热饮等手段减少环境带来的不适。所有这些,都造成了实际的可接受空气温度范围较 PMV 的大。

(4) 期望温度

Humphreys^[41]通过研究指出,热中性温度并不一定是人体感觉最舒适的温度,人们愿意接受的热环境温度可能偏离热中性温度。寒冷地区的人们期望的热环境可能偏向于稍暖的那一侧,而生活在天气较热的地区的人们可能偏向于稍凉的一侧,因此期望温度和热中性温

度并不一定是相等的。

期望温度的计算采用概率法,即被调查者热不满意率(热感觉投票值为+3、+2)随室内空气温度变化的线性回归曲线,与冷不满意率(热感觉投票值为-3、-2)随室内空气温度变化的线性回归曲线画在同一张图上,两条回归曲线的交点所对应的空气温度即为期望温度。结合现场研究所得的数据资料,进行了期望温度的求解,将本次现场研究得到的热中性温度和期望温度进行比较,见表5.10。

表 5.10 热中性温度和期望温度

		热中性温度/℃	期望温度/℃
实测值	夏季	25.7	24.94
	冬季	19.6	20.53
	全年	21.24	20.97
理论值	夏季	25.5	—
	冬季	20.0	—
	全年	21.79	—

因为期望温度是根据被调查者实际热感觉投票的热不满意百分率和冷不满意百分率对空气温度进行线性回归后,两条回归曲线的交点来确定的。也就是说,期望温度的数据支撑是实际热感觉投票,因此不存在 *PMV* 模式下的理论值。

从表5.10可以看出,热中性温度与期望温度相差不大。冬季的期望温度高于热中性温度,而夏季和全年的期望温度则略小于热中性温度。造成此种差异的原因笔者认为可以这样理解,由于冬季的室内平均温度仅为13.4℃,且室内没有任何采暖设备,在这样一个湿冷的环境中,人体自然期望能营造一个较暖的室内环境,因此期望温度高于热中性温度;夏热冬冷地区的夏季气温较高,从期望值来讲,人体偏向于一个较凉的环境温度,因此期望温度低于热中性温度;由于过渡季节的空气温度不会对人们热感觉投票造成严重影响(80%以上的被调查者在这一季节的热感觉投票值在-1~+1),因此全年情况综合表明期望温度低于热中性温度。

(5) 敏感度(斜率)

PMV、*AMV* 线性回归方程的斜率反映了被调查者的主观热感觉对空气温度的敏感程度。由表5.9可以看出,*PMV* 线性回归方程的斜率总的说来都大于相应的 *AMV* 线性回归方程的斜率。现以全年 *PMV*、*AMV* 相对于室内空气温度的线性回归方程加以说明,其他情况可以类比其他情况做近似分析。

由 *PMV* 和 *AMV* 对室内空气温度的线性回归方程可知,*PMV*、*AMV* 投票值与温度 t_{in} 的斜率分别为 0.199 3/℃ 和 0.144 3/℃。也就是说,室内温度变化约 5.02℃ 时,预测热感觉投票 *PMV* 的热感觉投票标尺将会改变一个单位;同理,室内温度变化约 6.93℃ 时,实际热感觉投票 *AMV* 也将会改变一个单位,即 *PMV* 模式下被调查者对室内温度的敏感程度高于 *AMV* 模

式。这也再次证明了 PMV 预测模型是没有考虑人体适应性的一种热环境预测指标, 它的理论基础是将人看作是 人造环境中天气变化的被动接受者, 而不是实际情况下可在更大温度范围内自然调节的适应者, 进而造成了人们对温度的实际敏感程度和基于实验基础上的敏感程度相去甚远。

(6) 室内舒适温度

室外气候条件的变化必将会通过建筑维护结构对室内环境造成影响, 因此, 室外空气温度同室内舒适温度之间应该存在潜在的联系。在大量样本的情况下, 通过现场研究结果的统计计算, 将室内最优的舒适温度和月平均室外温度 (月平均最高温度和最低温度的代数平均值) 联系起来并得到一个线性回归公式, 见式 (5.44) 和图 (5.30)。

$$t_{\text{conf}} = 0.230 3 t_{\text{a, out}} + 16.95 \quad (R = 0.68) \quad (5.44)$$

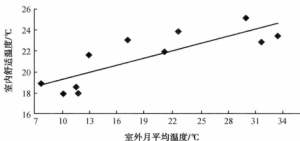


图 5.30 室内舒适温度

(7) 与 PMV 修正模型对比

如前所述, 为了使 PMV 模型在非空调环境下也能适用, Fanger 提出了在温暖气候下非空调房间 PMV 的修正模型, 引入了一个值为 0.5 ~ 1.0 的期望因子 e 来修正当量稳态空调条件下计算出来的 PMV , 并给出了不同气候条件下不同区域的期望因子 e , $PMV_e = e \times PMV$ 。Fanger 教授认为, 对于中国的情况, 期望因子 e 的取值应该为 0.7。

以 Fanger 的 PMV 修正模型理论为依据, 通过现场研究得到的全年线性回归曲线对该模型进行检验。将 AMV 线性回归与 PMV 修正曲线 PMV_e 线性回归曲线绘制在一张图上, 得到了图 5.31 和图 5.32。

$aPMV$ 和 PMV_e 相对于室内空气温度的线性回归方程分别为: $aPMV = 0.144 3 t_{\text{in}} - 3.064 3$ ($R^2 = 0.931$); $PMV_e = 0.139 5 t_{\text{in}} - 3.040 1$ ($R^2 = 0.886$)。从斜率上来看, 两条回归曲线的斜率可以看作是近似相等的。也就是说, 被调查者的主观热感觉对空气温度的敏感程度在两种模式下基本相同。从图 5.31 和 5.32 也可以看出, $aPMV$ 和 PMV_e 线性回归线是基本平行的。

由 $aPMV$ 和 PMV_e 线性回归方程的室内可接受温度范围分别是: 15.35 ~ 27.13 °C 和 15.70 ~ 27.89 °C。热中性温度分别为 21.24 °C, 21.79 °C, 热中性温度有 0.55 °C 的增加, 增加幅度非常小。 $aPMV$ 和 PMV_e 相对于室外空气温度的线性回归方程也有类似的变化规律。全年 $aPMV$ 、 PMV 、 PMV_e 的相关数据见表 5.11。

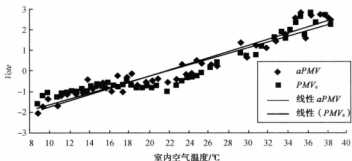


图 5.31 PMV 修正模型曲线(室内)

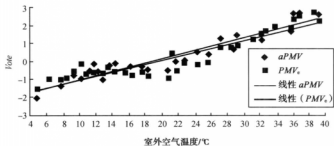


图 5.32 PMV 修正模型曲线(室外)

表 5.11 AMV、PMV、PMV_e 对照

		线性回归公式	可接受温度范围	热中性温度/℃
AMV	室内	$AMV = 0.144 \ 3 t_{in} - 3.064 \ 3 \ (R^2 = 0.931)$	15.35	21.24
	室外	$AMV = 0.115 \ 2 t_{out} - 2.168 \ 3 \ (R^2 = 0.924 \ 1)$	11.44	18.82
PMV	室内	$PMV = 0.199 \ 3 t_{in} - 4.343 \ (R^2 = 0.886)$	17.53	21.79
	室外	$PMV = 0.156 \ 6 t_{out} - 3.1 \ (R^2 = 0.885 \ 6)$	14.37	19.79
PMV _e	室内	$PMV_e = 0.139 \ 5 t_{in} - 3.040 \ 1 \ (R^2 = 0.886)$	15.7	21.79
	室外	$PMV_e = 0.111 \ 6 t_{out} - 2.230 \ 9 \ (R^2 = 0.881 \ 3)$	12.37	19.99

由以上分析可以看出,PMV 修正模型的室内外预测结果与实测结果吻合程度较 PMV 预

测模型有比较明显的差异。利用 *PMV* 修正模型确定的室内外可接受温度范围与实际状况较为接近,绝大多数参数相差都在 1°C 左右。但是与热舒适模型 *PMV* 得到的热中性温度相比变化不大。因此, Fanger 教授提出的适用于中国的取值为 0.7 的期望因子 e 在应用于实际情况时应慎重。

5.5 动态热舒适模型

由于人们所处的热环境通常是一个变化的非稳态环境,各参数的瞬态(动态)变化必然会导致人体热平衡及体温调节系统的改变,并围绕热中性状态进行动态平衡调节。许多研究者针对动态热环境下的舒适情况进行了研究,并建立了模型。

Wang 于 1994 年提出了一个同时适用于稳态和瞬态工况的热舒适模型,其中将皮肤温度和人体的净得热量看作两个主要影响因素。

Jones 等人将 Gagge 的二节点模型与人体瞬态热湿传递模型相结合,模拟了不同参数变化条件下人体热舒适性的情况。Guan 又在 Jones 的基础上增加了快速冷热变化环境的热舒适性研究,得到了一个可以同时反映皮肤温度,和传热量对稳态、瞬态两种状态下人体热感觉作用效果的关系式。此后,为评价稳态及非稳态的综合影响,提出了一个适用范围更广的热舒适模型,通过模拟人体的体温调节过程,以及皮肤血管舒缩、出汗、新陈代谢增加所引起的人体热舒适反应变化,综合考虑了温度(风速)梯度分布、不对称辐射、太阳辐射等因素对人体热反应的影响,同时经过对皮肤温度、平均皮肤温度变化率、头部核心温度和热感觉(TS)投票对人体体温调节系统影响的非线性分析,得出了一个综合性的动态热感觉评价指标 DTS,进而为不同环境下人体热舒适性反应的预测分析奠定了基础。

$$DTS = 3 \tanh[F_1 + F_2 + F_{i>2}] \quad (5.45)$$

式中 F_1 ——静坐状态下受试者的热感觉(稳态项), $F_1 = a \Delta T_{sk,m}$, $\Delta T_{sk,m}$ 为皮肤温度差;

F_2 ——运动状态及核心温度变化时受试者的热感觉(动态项);

$F_{i>2}$ ——瞬态环境下受试者的热感觉(瞬态项)。

目前大多数用于非稳态环境分析的热舒适模型都是以原有的稳态模型发展过渡而来的,且多集中在实验室内,所能模拟的瞬态工况仅包括缓慢瞬态环境和突变瞬态环境两种,对渐变瞬态环境的研究很少。此类模型虽然能够对稳态环境问题进行很好的解释,但是对非稳态情况的分析还有待进一步的模拟验证。目前非稳态状态下的热舒适模型通常是针对某一特定变化的环境来研究人体热反应的,当环境参数变化时则无法适用,这也是该类热舒适模型还难以推广的主要原因。

参考文献:

- [1] 袁修干. 人体热调节系统的数学模型[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2005.
- [2] 陈信,龙升照. 人-机-环境系统工程概论[M]. 北京:人民军医出版社,1988.
- [3] 丁颖慧,陈滨,陈星. 关于热舒适模型研究发展的综述[J]. 暖通空调,2006,36(9):29-34.
- [4] 龙惟定,等,译. 室内气候[M]. 上海:上海科技出版社,1988.
- [5] 魏润柏,徐文华. 热环境[M]. 上海:同济大学出版社,1994.
- [6] 郑洁. 绿色建筑热湿环境及保障技术[M]. 北京:化学工业出版社,2007.

- [7] 陈启高. 广义的韦伯-费普勒定律[J]. 重庆建筑工程学院学报, 1991, 14(4): 17-21.
- [8] Humphreys, M. A. Field studies of thermal comfort compared and applied. BRE Current Paper. Garston: Building Research Establishment (CP76/75) [J]. J. Inst. Heat. & Vent. Eng. 1976, 44, PP: 5-27.
- [9] J. Fergus Nicol, Iftikhar A. Raja. Indoor thermal comfort: the Pakistan study [J]. Energy for Sustainable Development, 1997, 111(5): 50-60.
- [10] Richard J. de Dear, Gail S. Brager. Thermal comfort in naturally ventilated building: revisions to ASHRAE Standard 55 [J]. Energy and Building, 2002 (34): 549-561.
- [11] Roberto L. Thermal comfort zones for conditioned and free running buildings in Florianopolis, south Brazil [C]. Moving Thermal Comfort Standards into the 21st Century. Windsor UK, 2001.
- [12] Wong N H, Feriadi H, Lim P Y. Thermal comfort evaluation of naturally ventilated public housing in Singapore [J]. Building and Environment, 2002, 37(12): 1267-1277.
- [13] Busch. Thermal responses to the Thai office environment [J]. ASHRAE Trans., 1996, 96(1): 859-872.
- [14] Humphreys M A, Nicol J F. Outdoor temperature and indoor thermal comfort: raising the precision of the relationship for the 1998 ASHRAE database of field studies [J]. In: ASHRAE Trans. 2000, 106(2): 185-192.
- [15] 夏一哉, 赵荣义, 江亿. 北京市住宅热环境进行研究 [J]. 暖通空调, 1999, 29(2): 1-5.
- [16] 纪秀玲, 王保国, 刘淑艳, 等. 江浙地区非空调环境热舒适研究 [J]. 北京理工大学学报. 2004, 24(12): 1100-1103.
- [17] 王昭俊, 方修睦, 康乐明. 哈尔滨市冬季居民热舒适现场研究 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2002, 34(4): 500-504.
- [18] 朱能, 吕石磊, 刘俊杰, 蒋薇. 人体热舒适区的实验研究 [J]. 暖通空调, 2004, 34(12): 19-23.
- [19] 夏博, 刘加平, 宋德宣. 高校学生宿舍夏季热舒适研究 [J]. 暖通空调, 2006, 36(5): 106-108.
- [20] 姚润明. 室内气候模拟及热舒适研究 [D]. 重庆: 重庆大学博士学位论文, 1997.
- [21] 李百战. 通风降湿建筑室内热环境模拟及热舒适研究 [J]. 暖通空调, 1997, 27(6): 5-9.
- [22] 李百战, 刘晶, 姚润明. 重庆地区冬季教室热环境调查分析 [J]. 暖通空调, 2007, 37(5): 115-117.
- [23] 刘晶. 室内热湿环境对人体生理及热舒适影响的实验研究 [D]. 重庆: 重庆大学, 2007.
- [24] Fanger PO, Toftum J. Extension of the PMV model to non-air-conditioned buildings in warm climates [J]. Energy and Buildings, 2002, 34: 533-6.
- [25] 叶海, 魏润柏. 热环境客观评价的一种简易方法 [J]. 人类工效学, 2004, 10(3): 16-19.
- [26] 张跃, 邹寿平, 宿芬. 模糊数学方法及其应用 [M]. 北京: 煤炭工业出版社, 1992.
- [27] 文学军, 赵荣义. 稳态热环境人体热感觉的模糊综合评判 [J]. 清华大学学报 (自然科学版), 1998, 38(7): 94-97.
- [28] 杨嘉, 吴祥生, 张锦松, 等. 人体热舒适的模糊综合评判 [J]. 重庆大学学报. 2002, 25(8): 28-30.
- [29] 连之伟, 冯海燕. 建筑室内热环境的模糊评判模型 [J]. 上海交通大学学报, 2002, 36(2): 169-172.
- [30] 牛润萍, 张培红, 陈其针. 沈阳市商场冬季室内热舒适的模糊分析 [J]. 暖通空调, 2006, 36(5): 116-118.
- [31] 张建利, 姜莹, 王丽燕. 多变量模糊舒适度评价仪 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2004, 36(8): 1098-1102.
- [32] 徐远清, 陈祥光, 王丽, 等. 一种基于模糊因果聚类的室内热舒适预测方法 [J]. 仪器仪表学报, 2007, 27(6): 850-852.
- [33] 韩立群. 人工神经网络 [M]. 北京: 北京邮电大学出版社, 2006.
- [34] 高立新, 白桦. 利用神经网络预测 PMV 指标 [J]. 哈尔滨建筑大学学报, 2002, 35(5): 70-72.
- [35] 石磊, 赵蕾, 潘利辉. 应用人工神经网络预测 PMV 指标 [J]. 西安建筑科技大学学报, 2004, 34(1): 80-83.

- [36] 嵇赞喆,涂光备,王晓杰. 人工神经网络在热舒适实验研究中的应用[J]. 天津大学学报,2007,37(4): 331-335.
- [37] T. Bedford. The Warmth Factor in Comfort at Work[R]. MRC Industrial Health Board Report No. 76, HMSO, 1936.
- [38] Auliciems A. Validation of the predicted mean vote model of thermal comfort in six Australian field studies [J]. In: ASHRAE Trans. 1985, 91 (2B):452-468.
- [39] de Dear, R. J., G. S. Brager and D. J. Cooper. Developing an Adaptive Model of Thermal Comfort and Preference-Final Report, ASHRAE RP-884[R]. Sydney:MRL,1997.
- [40] Richard J. de Dear, Gail S. Brager. Thermal comfort in naturally ventilated building: revisions to ASHRAE Standard 55[J]. Energy and Building, 2002 (34): 549-561.
- [41] J. F. Nicol, M. A. Humphreys. Adaptive thermal comfort and sustainable thermal standard for building[J]. Energy and Building, 2002, 34: 563-572.
- [42] Runming Yao, Baizhan Li, Jing Liu. A theoretical adaptive model of thermal comfort-Adaptive Predicted Mean Vote(aPMV)[J]. Building and Environment, 2009, 44: 2089-2096.

6 热环境评价方法和标准

6.1 概 述

热舒适理论的研究,最终是为了指导实践,为建筑领域设计、施工、运行的相关工程师提供理论依据及方法、标准。根据热舒适研究理论,已提出了众多的热环境评价方法,形成了一系列的标准及规范体系。建筑室内热环境的优劣需要相应的评价方法来确定,其评价方法包括主观评价方法和客观评价方法,针对人体对室内热环境的不同要求,分为室内环境健康性(极端冷热环境评价)评价和室内环境舒适性评价。

要创造和保持一个舒适的热湿环境,首先就要掌握热湿环境的评价方法。如前所述,影响热湿环境的各种因素的不同组合可以得到相应的热湿环境。那么如何衡量这些因素对人体共同作用的效果、人体在这个环境中的感觉如何以及如何定量地表示,就成了热湿环境评价要解决的问题。评价热湿环境就是将影响热湿环境的各个要素和人体的生理学与人的主观感受相结合构造一个评价指标,以反映人体对热湿环境的真实感受。如图 6.1,我们可以看出热环境评价方法、标准的研究是在对热舒适理论研究(包括人体与环境的热交换、生理反应、心理反应及热感觉、热舒适模型等)的基础上,将成熟、可靠的理论形成方法和标准来指导、评价热环境,是从理论到实践的一个重要环节。

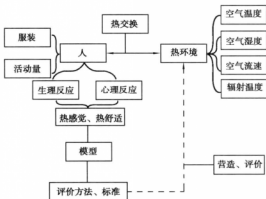


图 6.1 热环境评价方法、标准与热舒适研究理论构架图

热环境客观环境因素有四个,每个因素都能影响人体的换热及热感觉状态。这些因素是同时存在、相互影响、相互制约的,各种要素的不同组合,可以使肌体的散热方式发生改变,影

响肌体的热调节。因此,采用单一的直接的评价指标来评价热环境往往不够充分,在应用当中需要综合考虑热环境因素的各个指标。目前,先后有数十种评价热环境的指标,大致可归纳为以下几类:

(1) 直接指标

最初研究者,将利用仪器就可以直接测定的环境指标作为评价环境的直接指标,如环境空气温度、湿球温度、露点温度、相对湿度、大气压、空气流速等。由于直接指标便于测试和应用,在初期研究当中和早期的标准当中应用较多,但是由于直接指标反映的是室内热环境众多客观因素中的一个方面,所以研究者继续探索了可以反映整体热环境的其他指标,如包括实验指标和理论推导指标。

(2) 实验指标

把多个物理变量根据人与环境热交换的特点组成单一指数。由于这些指数是用实验的方法得出的,即在测定两个或两个以上的热环境因素后,通过问卷调查人体的主观感受或测定人体的生理反应,最后归纳成单一的指数。这种指数克服了单个指数的不足,又避免了用多个单一指数同时表示不便的缺陷,因而简单易行。但这种指数往往不便于直接测量,而且结果通常是在实验室严格条件下得到的,与实际通常有些误差。常用的此类指数有湿球黑球温度(wet black globe temperature, WBGT)、有效温度(effective temperature, ET)、操作温度(operational temperature, Top)、预测4小时出汗率等。

(3) 理论推导指标

因为任何一个指标都无法单独表达环境对人体的影响,人与环境热交换的因素不是单一的而是综合的。将人体活动量和着装情况考虑在内,以热平衡方程式为基础,通过理论换算,将若干分离的变量综合成一个指标,称为理论推导指标。例如:热应力指标(hot stress index, HIS)以及预测平均投票率(predicted mean vote, PMV)和预测不满意百分率(predicted percentage of dissatisfied, PPD)等。

6.2 极端热环境评价

过冷、过热的室内环境不仅影响人的工作和生活,而且对健康是有害的,极端恶劣的室内热环境甚至会威胁到人的生命。因此,早期研究当中从生理健康方面的研究成果比较多。早在二次世界大战后,由于发现在炎热环境中军人的战斗力及健康受到了很大危害,导致了环境生理学方面的大量研究,并且积累了许多成果。而战后,工业部门中的一些炎热的室内环境对工人的工作效率也有影响,因此,相关的研究得到了继续,并且形成了很多对极端热环境的评价方法。

由第3.5章介绍的内容可以知道,人的机体具有生理调节的能力,在一定范围内对环境作用进行反向调节。为了反映热环境对人体的作用效果,对热环境进行评价,需要把环境变量综合成一个单一的一种指数。应力的基本概念是作用在系统上引起应变的一种力,可借用弹簧上引起应变的某个力的应力进行类比,热应力、冷应力以及风应力就是根据这个原理引入到热环境评价当中来评价热环境对人体的作用程度的一系列指标。

6.2.1 热应力

(1) 基本理论

热应力指数的基本要求是具有相同数值的热环境下的个人的应变均应相同。但是,人与人之间存在着差异,因此不要求热应力指数的某个定值对不同的个人都产生相同的应变,只要求具有不同变量组合的相同热应力指数对个人所产生的应变相同。如果个人对热的生理反应有差异的话,就无法达到这一目的,因此,人与人之间的差异不仅影响这一指数的应用,而且还影响该指数的组成。所以,在进行研究时需要对待试人员进行挑选,以减小这一差异。

在研究热应力指数前,需要选择用何种方法来度量应变。当热应力增加时,人体的多个生理参数都会变化,其中最重要的是皮肤温度、体温、心跳速度和排汗量,它们之间的关系随衣着和新陈代谢率而变化。在过热的室内环境中,首先人体温度升高,当人体热量散热不利时,人体的体温调节系统会通过出汗来调节人体的体温,如果环境温度继续升高,超出了人体的体温调节系统的范围,人体将进入危险的高温范围,出现生理失调,称为热失调。热失调主要有中暑、热昏厥、汗闭性热衰竭、热衰竭、缺盐、热浮肿等。图 6.2 中,在 B 区人体可以通过调节来适应环境,称之为可调节区(PZ),通过排汗量增加,保持人体内部温度不变;但是到达在 C 区,即受环境影响区(EDZ),人体的排汗量不再增加而体温上升,人体身体趋于极限状态,将转折点称为可调区的上限。霍尔丹(Haldane)称这一临界温度为疲劳极限,现在通常称之为可调区的上限,它以不同形式出现在大多数热应力指数及标准中。

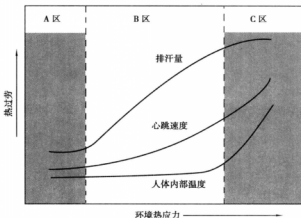


图 6.2 随着热应力增加三种热应变度量值的差异^[1]

超过临界温度后体温随时间的推移而升高,这个关系可以用于预测体温的升高速率,从而有可能给出安全工作时间的推荐值。在可调区内,体温不是环境温度的函数,因此不能作为反应生理状况的指标,而出汗量、皮肤润湿度和心跳速率可以作为参考指标。由于每个指标的测量方法各异,不同的研究者提出的方法也不同,因此,采用不同的生理指标或组合便可以形成一个热应力指标。下面具体介绍几种典型的热应力指标。

(2) 预测四小时排汗量

二战期间,由于英国皇家海军舰船上的热环境异常恶劣,研究人员开始对此进行调查研究。1947年,麦克阿德尔(McArdle)提出了预测4h排汗量P4SR(predicted Four Hour Sweat Rate)。P4SR是一个热应力指标,它的值名义上等于适应环境的健康年轻人暴露在热环境中4h的排汗量。该指数综合了人体变量和环境变量等6个影响人体热舒适的因素,是一个实验性指标,可利用诺模图求出其指数值。用该指数可以确定应力的允许强度,从而就可定出在特殊工业或军事情况下的可容忍的应力强度。其缺点是:它是根据实验而得来的,没有解析表达式,只能根据诺模图来估算,此方法比较费时间而且容易出错,难于应付环境变量的变化对P4SR所引起的影响。感兴趣的读者可以参考文献《室内气候》相关内容。

(3) 热应力指数

热应力指数是由匹兹堡大学的贝尔丁(Belding)和哈奇(Hatch)于1955年提出的。假定皮肤温度恒定在35℃时,在蒸发热调节区内,认为所需要的排汗量 E_{req} 等于代谢量减去对流和辐射散热量,呼吸散热量忽略不计。人体完全湿透时将会产生最大的蒸发散热量,记为 E_{max} ,得到热应力指数HIS定义式为:

$$HSI = E_{req} / E_{max} \times 100 \quad (6.1)$$

当环境的 $HSI > 100$ 时,意味着人体开始蓄热,体温升高;当 $HSI < 0$ 时,人体开始失热,体温下降。这一指数在概念上与皮肤润湿度相同。规定 E_{max} 的上限值为 390 W/m^2 ,相当于一个典型男子的排汗量为 1 L/h ,并且这一数值被定为可连续保持8h的最大出汗量。表6.1给出了热应力指数对应数值的意义。

HSI指数是一个比较简单的指标,可以方便的用环境变量表示,并可以估算任一环境变量发生变化时所产生的作用,因此,在热环境评价中应用较广。

1963年,吉沃尼提出了热应力指标ITS(Index of Temperature Stress)。该指标综合了P4SR与HSI的优点,有解析表达式,便于计算。ITS采用排汗量作为对环境应力的度量手段,它比采用皮肤湿润度的HIS更直接。1976年,吉沃尼又将其推广应用到较大的环境条件中。

表 6.1 热应力指数的意义^[1]

HSI	暴露8h的生理和健康情况的描述
-20	轻度冷应变
0	没有热应变
10~30	轻度至中度热应变。对体力工作几乎没有影响,但可能降低技术性工作的效率
40~60	严重的热应变,除非身体健壮,否则可能危及健康。需要很强的适应环境的能力
70~90	非常严重的热应变。必须经体格检查以挑选工作人员。应保证摄入充分的水和盐分
100	适应环境的健康年轻人所能容忍的最大限度
大于100	暴露时间受体内温度升高的限制

(4) 湿球黑球温度

湿球黑球温度WBGT(Wet-Bulb-Globe Temperature)是一个环境热应力指数,是综合评价

人体接触作业环境热负荷的一个基本参量,单位为摄氏度。湿球黑球温度是一种经验指数,代表个人接触的热负荷。该指数在工业环境中易于测量,热负荷指数的测量方法是介于精确测量和便于工厂测量两者之间的折中方法。它采用自然湿球温度(t_{nw})和黑球温度(t_g),露天情况下加测空气干球温度(t_a)。其标准定义式为:

$$WBGT = 0.7t_{nw} + 0.2t_g + 0.1t_a \quad (6.2)$$

当室外无太阳辐射时:

$$WBGT = 0.7t_{nw} + 0.3t_g \quad (6.3)$$

式中 t_{nw} ——自然湿球温度,指非通风的湿球温度计测量出来的湿球温度,℃;

t_g ——黑球温度,℃;

t_a ——空气干球温度,℃。

黑球温度与空气温度、平均辐射温度及空气运动有关,而自然湿球温度则与空气湿度、空气运动、辐射温度和空气温度有关。因此,WBGT 事实上是一个与影响人体环境热应力的所有因素都有关的函数。

当空气流速 ≤ 0.15 m/s,空气干球温度为 20~42℃,有:

$$WBGT = 0.567t_a + 0.261P_a + 3.38 \quad (6.4)$$

式中 P_a 单位为 10^2 Pa。

由于 WBGT 指数简单、易于测量和计算,适合于提出热应力的极限值,以防止炎热环境下安全事故的发生,所以,许多国家和组织制定了相关的标准。在美国,国家职业安全与健康协会(NIOSH)提出了热应力极限的标准;ISO 标准 7243 也采用了湿球黑球温度作为热应力指标,表 6.2 为 ISO 标准 7243 推荐的 WBGT 阈值。我国标准《热环境 根据 WBGT 指数(湿球黑球温度)对作业人员热负荷的评价》GB 17244—1998 中也给出了 WBGT 评价标准等级,见表 6.3。

表 6.2 ISO7243 推荐 WBGT 阈值

新陈代谢水平	新陈代谢率 $M/(W \cdot m^{-2})$	WBGT 阈值/℃			
		对高温已适应者		对高温未适应者	
0	$M < 117$	33		32	
1	$117 < M < 234$	30		29	
2	$234 < M < 360$	28		26	
		能否感觉空气流动 (不能) (能)		能否感觉空气流动 (不能) (能)	
3	$360 < M < 468$	25	26	22	23
4	$M > 468$	23	25	18	20

表 6.3 WBGT 指数评价标准 (GB 17244—1998)

平均能量代谢率等级	WBGT 指数/℃			
	好	中	差	很差
0	≤33	≤34	≤35	>35
1	≤30	≤31	≤32	>32
2	≤28	≤29	≤30	>30
3	≤26	≤27	≤28	>28
4	≤25	≤26	≤27	>27

6.2.2 冷应力及风冷却指数

冷应力对健康的危害较热应力小,因为低温环境通常缓慢的形成对人体的作用,比较有利于采取适当措施将其消除,火、衣服和掩蔽所的发明使原始人可以离开其起源地而居住到地球上较冷的地区。

在非常寒冷的气候中,影响人体热损失的主要因素是空气流速和空气温度。西波(Siple)和帕瑟(Passel)于1945年把这两个因素综合成一个单一的指数,称为风冷却指数 WCI (Wind Chill Index)。实验是通过测试在南极环境中铁罐内水的冷却速率,然后推广到皮肤温度为33℃时某一皮肤表面的冷却速率,即:

$$WCI = (10.45 + 10\sqrt{v} - v)(33 - t_a) \quad (6.5)$$

式中 WCI ——风冷却系数, $\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$;

v ——空气流速, m/s ;

t_a ——环境空气温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

表6.4将风冷却指数与人体的生理效应联系起来,表中描述热感觉的词由西波(Siple)提出,适合于穿合适衣服的北极探险者,因此表中的“凉”与ASHRAE热感觉标度中的“凉”意义并非一致。

表 6.4 风冷却指数与人体的生理效应^[1]

风冷却指数/ $\text{kcal} \cdot (\text{m}^{-2} \cdot \text{h}^{-1})$	生理效应	风冷却指数/ $\text{kcal} \cdot (\text{m}^{-2} \cdot \text{h}^{-1})$	生理效应
200	愉快	1 200	剧冷
400	凉	1 400	肌肉冻僵
800	冷	2 500	不能忍受
1000	很冷		

6.3 热环境舒适性评价

6.3.1 概述

对于大多建筑环境而言,营造室内热环境都应满足人的舒适要求。与极端热环境评价方

法类似,热舒适研究得到的许多指标也不断得到了完善和发展,并且形成了系列评价方法和指标。

6.3.2 有效温度、新有效温度和标准有效温度

有效温度这个指标提出的时间比较早,经过几代研究者的不断验证和修正,形成了有效温度、新有效温度、标准有效温度几个指标,在历史上曾得到了广泛的应用。

(1) 有效温度

在美国早期空调工程中,人们急需湿度对舒适的影响方面的可靠资料。这一问题以及其他一些问题促使了美国采暖和通风工程师学会新建了一个实验室。该实验室于1919年在匹兹堡投入使用,有效温度指标便是它的首批研究课题之一。

这个实验室包括两个环境室,这两间房间用门相互连通,室内的空气温度和湿度可以在很大的范围内独立地加以调节。实验者采用了将受试者作为零值检验器的创新方法,因此也就消除了任何心理学标度形式所涉及的问题。实验的目的就是确定等舒适状况,并将这种状况以等热感觉线的形式绘制在一张焓湿图上。其中第一间房间内的空气温度和湿度系以某一固定组合设定,第二间房间则让其内的空气温度和湿度为一给定的初始值,使其在感觉上较之第一间房间稍冷些。然后让其湿球温度和干球温度缓慢上升,与此同时,让观测者在两个房间中来回走动,每一次均记录下他们对哪间房间感觉更温暖的判断。这一过程连续进行下去,经由两个房间具有相同热感觉的时刻之后,直至第二间房间比第一间房间在感觉上令人感觉稍暖时为止。在实验过程中,聘请了三位鉴定人,他们的判断相当一致,其差异通常不超过0.5 K。

首次试验,霍顿和雅格劳确定了作为空气温、湿度函数的静止空气状态下,半裸男子的等舒适线。三位鉴定人共参加440次试验,试验的空气温度范围为0~69℃。1925年,雅格劳和米勒其后又进一步完成了包括空气流速和衣着影响的实验。

等舒适线系绘制在一张焓湿图上,每根舒适线以该线与100%相对湿度线的交点命名。例如有效温度为20℃的空气环境所产生的温暖感与温度为20℃、相对湿度为100%的静止空气环境所产生的温暖感相同。有效温度在数值上总是小于实际的干球温度,除非当空气的相对湿度为100%时。

有效温度的定义为一个将干球温度、湿度、空气流速对人体温暖感或冷感的影响综合成一个单一数值的任意指标,它在数值上等于产生相同感觉的静止饱和空气的温度。即当实际环境和饱和空气环境中衣着和活动情况均相同,且平均辐射温度等于空气温度时,如果人们在两个环境当中热感觉相同,那么饱和空气的温度就是有效温度。

后续研究当中又以诺模图的形式给出了两种温标。基本温标是针对半裸的人,而标准温标是针对穿着正常的人。每张诺模图所涉及的变量为干球温度、空气流速和湿球温度。

1932年,弗农和沃纳使用黑球温度代替干球温度对热辐射进行了修正,从而产生了修正有效温度温标(CET)。在最初的研究中作者考虑到干球温度和黑球温度之间的差别,对湿球温度进行了修正。但是,后来研究发现这样的修正是不必要的。第二次世界大战期间修正有效温度温标作为一种热环境评价指标为英国皇家海军舰队所采用。英国皇家海军热带研究部队在这以后的研究中发现,修正有效温度成功地预测了由于增加平均辐射温度而造成的对

人体生理的影响。

埃利斯(Ellis)等将原诺模图按国际单位制重新绘制,如图 6.3 所示。该图表示了标准温标下的修正有效温度,适用于静坐的或进行轻微活动的穿薄衣服的人。用 150 mm 直径黑球温度计的温度以代替干球温度,则这一标准温标就和原来的有效温度温标是等同的。

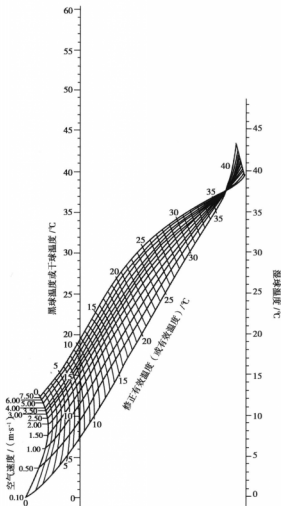


图 6.3 修正有效温度^[1]

当空气流速较低($v < 0.15 \text{ m/s}$)时,标准有效温度就可近似地用下式表示:

$$ET = \frac{1.21T_a - 0.21T_{\text{wb}}}{1 + 0.029(T_a - T_{\text{wb}})} \quad (6.6)$$

或:

$$ET = 0.492T_a + 0.19P_a + 6.47$$

当空气速度较低时,基本有效温度用下式估算:

$$ET = \frac{0.944T_a + 0.056T_{\text{wb}}}{1 + 0.22(T_a - T_{\text{wb}})} \quad (6.7)$$

式中 T_a ——干球温度,℃;

T_{wb} ——湿球温度,℃;

P_a ——大气压力, 10^3 Pa 。

有效温度指标曾为很多官方和学术组织所采用,特别是用在热环境规范之中,美国采暖、制冷和空气调节工程师学会的指南中介绍了这个指标。但是,有研究表明有效温度在低温时过分强调了湿度的影响,而在高温时对湿度的影响强调得不够。雅格劳分析其原因是鉴定人被指示立即记录他们由一个房间到另一个房间交替变化时的感觉印象(即较冷、没有差别或较热),在这种情况下,并未给出可供身体或生理调节的时间。如果让受试者稍等几分钟后再次做出判断,那受试者就不能感觉到 1.5 K 以下的有效温度差别。反之,让他们立即做出判断,则可判别出 0.3 K 。这一实验方法过高估计了在低温下湿度的重要性,主要是由于以下两个原因:其一是当受试者转入相对湿度较高的房间时,衣服吸收了水分,由于放出吸附热,遂使人感受到短暂的温暖感,相反地,当受试者进入较干燥的空气环境中时,由于从皮肤和衣服开始蒸发水分,遂带来凉爽效果;其二是当受试者进入第二个环境时,其皮肤湿润度尚处于与前一环境相适应的状态,因此引起蒸发损失的短暂变化。格利克曼(Glickman)等人也通过实验比较了当相对湿度为 30% 和 80% 时,成对的具有相同的有效温度值的主观反应和生理反应,结果证明了有效温度指标过高地估计了湿度对凉爽和舒适状态的影响。但是,有效温度指标还是得到广泛认可的一个指标,因为它是根据大量实验得到的。有效温度指标的提出是一项卓越的成就,有效温度作为标准指标被空气调节工程师使用了近五十年。

由于有效温度指标的相对湿度规定为 100%,使得这一温标的生理效应成为了非线性。换言之,有效温度指标在高温环境中较之在低温环境中每增加 1 K 所造成的生理影响要大得多。例如,有效温度从 25°C 变化到 27°C 对人体就没有多少影响,而从 35°C 增加到 37°C ,就意味着从一个人可忍受数小时的环境变化成一个只要很短时间人体就可能中暑的环境。所以,主要的官方机构均已不再推荐有效温度指标,美国采暖、制冷和空气调节工程师学会则推荐采用其代替形式——新有效温度 ET^* 。

(2) 新有效温

新有效温度 ET^* 是在有效温度 ET 基础上发展起来的一个指标,现在已取代有效温度 ET 并得到了广泛的应用。新有效温度 ET^* 定义为一个具有一致温度的且湿度 $\varphi_a = 50\%$ 的黑体封闭空间,在该假想环境中,人体的全热损失与真实环境相同。

则:

$$H_a = h'_{\text{cr}}(t_{\text{msk}} - t_0) + W_1 h'_c(p_{\text{sk}}^* - \varphi_a p_a^*) \quad (6.8)$$

可以写出

$$H_s = h'_{cr}(t_{msk} - ET^*) + W_i h'_e(p_{sk}^* - 0.5p^* ET^*) \quad (6.9)$$

因此有:

$$\varphi_a p_a^* - 0.5p^* ET^* = -\psi / W_i (t_o - ET) \quad (6.10)$$

式中, $H = M - W$ 表示人体产生的净热量。其他各符号的含义与第2章有关计算公式中的含义相同。

用迭代法可以由 t_o 解出新有效温度 ET^* , 式中 $p^* ET^*$ 前的系数 0.5 表示标准环境的条件是 $\varphi_a = 50\%$ 。如果将等 ET^* 线描绘在焓湿图上, 那么每一条等 ET^* 线的指标值就是与 $\varphi_a = 50\%$ 的等相对湿度线交点处的温度坐标值, 而不是如同 ET 线那样, 以与 $\varphi_a = 100\%$ 线的交点来定值。

采用新有效温度 ET^* 指标的优点在于它的指标值更接近于人们的实际经验感觉, 例如 $ET^* = 23.5^\circ\text{C}$ 是属于舒适的, $ET^* = 41.5^\circ\text{C}$ 是极不舒适的, 这与通常的热感觉比较接近。而有效温度 ET 值是在饱和空气条件下定义的, 实际上很少有人能够接触饱和空气环境, 因而很难有这方面的热感觉经验。从定义过程看, 新有效温度 ET^* 更接近于理论推导指标, 而不是像有效温度 ET 那样主要依据实验建立起来的。

(3) 标准有效温度

PMV 模型建立的过程中, 有两个重要的基本生理条件, 即皮肤平均温度 t_{msk} 和实际的皮肤蒸发热损失 E_{msk} 必须在一定范围之内, 由前面的介绍可以知道, PMV 模型仅适用于舒适环境, 如果环境条件偏离舒适条件较远, 则无法使用。而皮肤平均温度及蒸发热损失可以作为热感觉预测的一类参数, 并且得到了大多数研究者的认可。皮肤湿润度是皮肤表面的实际蒸发损失与在相同环境中可能出现的最大损失之比; 最大损失意味着皮肤表面是完全湿润的。皮肤湿润度并不是指实际蒸发损失量。低相对湿度下的较小的皮肤湿润度较高相对湿度下的较大的皮肤湿润度对应着更大的排汗量。因此, 皮肤湿润度并不代表人体排汗机能的负荷, 而与人的排汗感觉和热感觉有关。

由于平均皮肤温度是决定热损失的一项重要参数, 应该可以将其应用于有效温度的定义之中。在人体蒸发调节区域内, 皮肤温度只随周围空气温度的变化而缓慢变化。在人体感觉凉爽的区域内, 血管开始收缩, 皮肤温度和周围空气温度关系更密切, 皮肤温度成为预测热感觉的一个很好的指标。

综上, 标准有效温度包含了平均皮肤温度 (T_{sk}) 和皮肤湿润度 (w) 两个生理指标, 以便确定某个人的热状态。标准有效温度被定义为某个空气温度等于平均辐射温度的等温环境中的温度, 其相对湿度为 50%, 空气静止不动, 在该环境中身着标准热阻服装的人若与他在实际环境和实际服装热阻条件下的平均皮肤温度和皮肤湿润度相同, 则必将具有相同的热损失, 此时标准环境的温度便为此时实际环境的标准有效温度。

当实际环境和标准环境下活动量相同时, 标准服装热阻成为活动量的函数。在人不能迅速达到平衡的环境中, 尽管该环境的一组初始状态对坐着工作的人是感到舒适的, 但是人仍然要在 1 h 之后才会处于热平衡状态。

确定某一状态下的标准有效温度值需分两步进行。首先要求出一个人的皮肤温度 (T_{sk})

和皮肤湿润度(w)。这可以通过实测来完成,但实际上若利用盖奇的二节点体温调节数学模型较易算出。

标准有效温度的基本思路是将人体的热损失方程归纳为两个简单的具有相同形式的公式。皮肤表面的热损失可以分成两部分,一部分是无蒸发热损失或称为显热损失,主要传热方式是辐射和对流,另一部分是蒸发热损失。下面的分析导出了两个总放热系数,一个计算显热损失,另一个计算蒸发热损失。

根据标准有效温度的定义,一个人在实际环境中和在标准有效温度下,在相对湿度为50%的标准环境中,应有相同的皮肤换热量 H_{sk} 、皮肤湿润度 w 和平均皮肤温度 T_{sk} 值。因此标准环境中的水蒸气分压力为 $0.5 P_{sat}(10^2 \text{ Pa})$,这里 P_{sat} 是标准有效温度下的饱和水蒸气分压力,在标准环境中的热平衡方程为

$$H_{sk} = h'_s(T_{sk} - SET) + wh'_m(P_{sk} - 0.5P_{sat}) \quad (6.11)$$

式中, h'_s 和 h'_m 分别是标准环境中的有效显热和潜热换热系数。这个方程是标准有效温度 SET 的解析定义,并可用来计算 SET 。理论上, H_{sk} 、 T_{sk} 和 w 可以通过实测得到, h'_s 和 h'_m 可根据公式计算得到。实际上, H_{sk} 、 T_{sk} 和 w 值测非常困难,但是可以用两节点的数学模型来计算;计算程序可继续用来求解标准有效温度。对于活动量为1.1 met,真正衣服热阻为0.6 clo的情况,标准环境中的综合放热系数为: $h'_s = 4.8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, $h'_m = 4.35 \text{ W/m}^2 \cdot 10^2 \text{ Pa}$ 。

对于某一给定的活动量、服装和空气流速,可以在焓湿(温湿)图上画出等标准有效温度线。尼西和盖奇详细描述了这类图的结构(如图6.4所示,图中阴影面积为ASHRAE标准55—74所推荐的舒适区)。对于坐着工作、穿轻薄衣服和较低空气流速的标准状况,其标准有效温度就等于新的有效温度 ET^* ,后者业已为美国采暖、制冷和空调工程师学会用作舒适标准。图中给出了两块舒适区,一块是菱形面积,它是堪萨斯州立大学试验所得;另一块平行四边形面积是ASHRAE推荐的舒适标准55—74。两者的试验条件不同,前者适用于身着0.8~1.0 clo服装坐着的人,但活动量稍微大一些。两块舒适区的重叠处是推荐的室内空气设计参数,25℃的等效温度线正好穿过重叠区的中心。

标准有效温度是活动量、服装及环境的物理变量的函数。当一个穿着轻薄服装的人坐在空气温度为24℃、相对湿度为50%和较低空气流速的房间里时,根据定义,他是处于24℃的环境中。如果他现在脱去衣服,那么标准有效温度就将降为20℃,因为他现在的

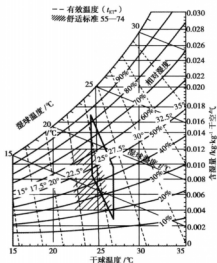


图 6.4 有效温度 ET^*

水蒸气分压力 $1 \text{ mb} = 10^2 \text{ Pa}$

(适用于坐着工作、穿轻薄衣服的人,ASHRAE 手册)

于24℃的环境中。如果他现在脱去衣服,那么标准有效温度就将降为20℃,因为他现在的

皮肤温度和一个穿着轻薄服装的人在实际空气温度为 20℃ 时的皮肤温度相同。标准有效温度值是与人体的感觉有关,而不与空气温度有直接的关系,其对应关系见表 6.5。

表 6.5 标准有效温度和感觉

标准有效温度/℃	感 觉	坐着工作的人的生理状态
> 37.5	很热,很不舒适	调节失效
34.5 ~ 37.5	热,令人非常不满	大量出汗
30.0 ~ 34.5	温暖,令人不舒适和不满	出汗
25.6 ~ 30.0	稍暖,令人有些不满	轻微出汗,血管扩张
22.2 ~ 25.6	舒适并令人满意	适中
17.5 ~ 22.2	稍凉,令人有些不满	血管收缩
14.5 ~ 17.5	凉并令人不满	身体慢慢变冷
10.0 ~ 14.5	冷,令人非常不满	冷颤

注:标准有效温度与感觉之间的关系不随新陈代谢率而变化。

标准有效温度 SET 是以服装热阻与活动量组合可以造成相同的热效应来处理这一问题的,即在热舒适条件下,所有活动量和衣着的组合应该有相同的标准有效温度值,这一适中的舒适状态的标准有效温度约为 24℃。表 6.6 给出了在适中的舒适条件下每一组合的活动量、标准衣着、平均体表温度及皮肤湿润度之间的对应关系。

表 6.6 在标准有效温度的公式中标准衣着的热阻随活动量变化关系

活动量/met	标准衣着/clo	适中的生理状态	
		平均体表温度/℃	皮肤湿润度
0.3	0.7	36.26	0.06
1.1	0.6	36.35	0.07
2.0	0.5	36.56	0.14
2.9	0.4	36.71	0.21
3.8	0.3	36.88	0.28

标准有效温度的在后面的研究当中已经被扩展到地球表面以外的低气压和高气压环境中去。在高气压下,蒸发损失很难按照与正常压力下同样的方式进行,而皮肤湿润度也不再是令人满意的预测热状态的指标。

标准有效温度是最为全面的指标之一。尽管标准有效温度的最初设想是用于预测人体排汗时的不舒适感,但经过发展却能应对各种各样衣着条件、活动量和环境变量的情况,已为 ASHRAE 热舒适标准所采用。但更一般的形式却未能得到广泛的应用。这是因为其复杂性,计算时需要通过计算机程序完成,阻碍了它的通用性。如果人体皮肤温度 T_{sk} 和皮肤润湿率 w 已知,则标准有效温度的计算就变得较为简单。将计算结果描绘于焓湿图上,可以发现等 SET 线也是一条直线。如果对于着装为 0.6 clo,坐态活动的人在低风速环境下,相应的标准环境与 ET^* 的定义条件是一样的,此时, ET^* 与 SET 在这种前提下就一致了,所不同的是新有效温度 ET^* 适用范围比较小,而标准有效温度 SET 可以适用不同的着装条件、活动量及环境变量组合,可以对更大范围的真实环境进行评价。

6.3.3 合成温度

合成温度的概念是由米森纳尔德于1931年首先提出的,但是一直到1948年才可用公式表示。米森纳尔德于1935年述及可用以直接测量合成温度的干、湿球合成温度计。它们的特殊作用便是包括了辐射对温暖感的影响,这一影响在有效温度的最初公式中曾被忽略掉。

合成温度最初的实用定义为黑球温度计的平衡温度,将该温度计加工成所需要的尺寸,以模拟人体的特性。米森纳尔德证明了人体在静止空气中的辐射与对流放热系数之比为1:0.9,而该比值对90 mm直径的黑球温度计同样是正确的。因此干球合成温度 T_{ms} (°C)只不过是90 mm直径黑球温度计的平衡温度。即:

$$T_{ms} = 0.47 T_a + 0.53 T_r \quad (6.12)$$

因未对其进行空气流速的修正,故合成温度在流动空气中无定义。

米森纳尔德还制作了湿球合成温度计,该温度计为一支部分表面为湿纱布覆盖的球部直径为90 mm的黑球温度计。当该温度计在某个温度下与其环境温度处于平衡时,黑球的热平衡方程为:

$$H_e(T_g - T_a) + h_r(T_g - T_r) + w h_e(P_{se} - \varphi P_{ae}) = 0 \quad (6.13)$$

式中 w ——球面的潮湿部分所占的百分比;

P_{se} ——水在温度 T_g 时的饱和水汽压力, 10^2 Pa;

P_{ae} ——周围空气的饱和水汽分压力, 10^2 Pa;

φ ——相对湿度, %。

米森纳尔德将 w 值定为0.36,为的是使湿球合成温度计在15~22 °C的温度范围内以与有效温度曲线相似的方式工作。将对流放热系数 h_e 和辐射放热系数 h_r 的适当数值以及蒸发放热系数 $h_e = 1.65 h_c$ 代入式(6.18)中,则湿球合成温度可由下式给出:

$$T_{ms}(\text{湿}) = 0.47 T_a + 0.53 T_r - 0.28(P_{se} - \varphi P_{ae}) \quad (6.14)$$

湿球合成温度同样在流动空气中无定义,当温度高于22 °C时也不成立。

第二次世界大战结束之后,米森纳尔德着手制定一个能克服有效温度所具有的某些局限性的温度指标。有效温度指标是基于受试者从一个环境进入另一个对比环境的即刻印象,米森纳尔德认识到这种方法不一定能给出适用于人体较长时间暴露而得出的结果。所以他定义了两个独立的热当量,即“瞬时当量”和“稳态当量”。这两个术语尚无公认的英文译名。这里采用瞬时当量表明从一个环境进入另一个环境时,两个环境具有相同的温暖感。两个环境的稳态当量为某个人达到稳态时这两个环境将产生相同温暖感。实际上,即使在某些情况下最终的平衡未能达到,还是取半小时后的状态为稳态。

合成温度被定义为某个均匀环境中的干、湿球温度,该环境的内表面温度等于空气温度,且空气是静止和饱和的,在该环境中所产生的感觉与在实际环境中的相同。该定义首先是于1931年提出的,它和有效温度的定义基本相同,也是保持标准环境的相对湿度为100%。该定义包括有瞬时的和稳态的两种合成温度。

在研究中,米森纳尔德分析了人的瞬时热感觉。当一个人进入某个新环境中时,它的瞬时感觉取决于人体新的热损失,这一感觉在其皮肤温度和皮肤湿润度还未来得及变化之前即可觉察到。

第一个环境的热平衡方程为:

$$H_{sk1} = (h_e + h_r)(T_{sk1} - T_{a1}) + w_1 h_e(P_{sk1} - P_{a1}) \quad (6.15)$$

第二个环境的瞬时热平衡方程为:

$$H_{sk1} = (h_e + h_r)(T_{sk1} - T_{a2}) + w_1 h_e (P_{sk1} - P_{a2}) \quad (6.16)$$

稳态热平衡方程为:

$$H_{sk3} = (h_e + h_r)(T_{sk2} - T_{a2}) + w_2 h_e (P_{sk2} - P_{a2}) \quad (6.17)$$

$$T_r=35\text{ }^{\circ}\text{C}, T_{a0}=30\text{ }^{\circ}\text{C}, V=1\text{ m/s}, ES=32\text{ }^{\circ}\text{C}$$

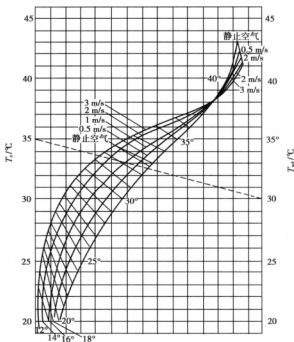


图 6.5 用以计算稳态合成温度的诺模图^[1]

当人在两间房间之中来回走动时,如果热损失率没有立即发生变化,那么就可以认为这两个环境是等效的。这样,当 $H_{sk1} = H_{sk2}$ 时,即可通过式(6.15)和式(6.16)来预测瞬时等效环境。式(6.15)和式(6.16)表明环境的瞬时等效值与行程方向有关。这是由于在转换环境的瞬间,皮肤的湿润度仍适应于前一种环境的湿润度,因而按相反方向变化。

米森纳尔德继之又给出了坐着的裸体受试者及从事一般活动的穿衣受试者的诺模图,见图 6.5。之后,米森纳尔德强调指出,在体温调节排汗的范围内,等效值意味着相同的不舒适感,而不是相同的“温暖感”,而且这种不舒适感取决于皮肤温度和皮肤湿润度。由于米森纳尔德的实验研究中受试者人数较少,所得到的诺模图是“临时性”的。1976 年,吉沃尼通过实验验证了合成温度对预测人体感觉的适用性,认为合成温度要比有效温度效果好。

在联合国,建筑设备学会采用干球合成温度作为描述室内环境温暖感的推荐指标,将原

来90 mm直径的黑球温度计增加到100 mm,使得在低风速下,干球合成温度为 $0.5(T_a - T_r)$ 。

6.3.4 过渡热环境评价

在实际建筑环境工程设计中,某些环境只是供人员短暂停留,属于过渡性质的热环境(以下简称过渡环境),例如地下铁道环境、火车站等。《地下铁道设计规范》(GB 50157—1992)指出:地下铁道环境属于人员密集、短时间逗留的场所,乘客在站厅和站台上停留的时间特别短,只是通过和暂时停留。因此,这类过渡环境在热舒适要求方面仅满足短时间或者暂时的要求即可,人员停留时间较短,从而在评价时应用稳态环境下人员停留较长时间方面的指标对此环境并不适用。为此,美国的采暖制冷空调工程师协会(ASHRAE)和美国运输部根据实验数据提出了针对较暖的过渡热环境的相对热指标 RWI(Relative Warmth Index)、提出了针对寒冷的过渡热环境评价指标热损失率 HDR(Heat Deficit Rate)。这两个指标是根据ASHRAE的热舒适实验结果得出的。美国运输部将这两个指标作为确定地铁车站站台、站厅和列车空调的设计参数提出的考虑人体在过渡空间环境的热舒适指标。

(1) 相对热指标

相对热指标 RWI 是一个无量纲指标,其计算公式包含了人体的能量代谢率、服装热阻、空气温度、湿度、表明辐射温度等因素,见公式(6.18)和(6.19)。如果在两种不同的环境条件和活动情况下,相等的 RWI 值则表明人在这两种情况下的热感觉是近似的。其定义式为:

$$RWI = \frac{M(\tau)[I_{cl}(\tau) + I_a] + 6.42(t - 35) + RI_a}{234} \quad (P_a \leq 2269 \text{ Pa}) \quad (6.18)$$

$$RWI = \frac{M(\tau)[I_{cl}(\tau) + I_a] + 6.42(t - 35) + RI_a}{65.2(5858.44 - P_a)} \quad (P_a \geq 2269 \text{ Pa}) \quad (6.19)$$

式中 M ——能量代谢率, W/m^2 ;

I_{cl} ——服装热阻, clo;

I_a ——空气边界层热阻, clo;

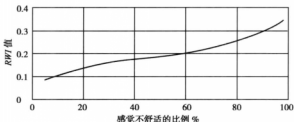
R ——除与室内空气温度相同的墙壁外,平均外界辐射热, $J/(s \cdot m^2)$ 。

RWI 的标度与 ASHRAE 热感觉标度之间的关系见表 6.7。图 6.6 给出了 RWI 与不舒适感觉百分比关系。

如果给定各连续过渡区间的空气参数、人员衣着以及进入这些空间后的活动状态,计算各连续过渡空间的 RWI 值,就可以得到人员一次进入这些过渡空间时的相对热感觉是比前一个空间更凉爽还是更暖些,也可以用于确定各功能空间的设计参数。

表 6.7 RWI 的分度与 ASHRAE 热感觉标度之间的关系

热感觉	ASHRAE 热感觉标度	相对热指标 RWI
暖	2	0.25
稍暖	1	0.15
中性	0	0.08
稍凉	-1	0.00

图 6.6 RWI 满意度曲线^[4](2) 热损失率 HDR^[4,5]

热损失率 HDR 综合考虑了温度、湿度、辐射、风速、人体代谢率、服装等影响人体热舒适的因素,反映了人体单位皮肤面积上的热损失,单位是 W/m^2 。人的平均皮肤温度是随着外界环境的变化而变化的,感觉基本舒适的平均皮肤温度范围约为 $30.6 \sim 35^\circ\text{C}$ 。在冷的环境下,人体的体温调节中枢首先会使皮肤血管收缩,皮肤温度降低,从而减少散热量。当平均皮肤温度下降到舒适下限 30.6°C 时,如果散热量仍然大于发热量,体温进一步下降,人体出现赤字(heat deficit,亦有翻译为热债)。HDR 值即表示人体在较冷环境下,平均皮肤温度为舒适皮肤温度下限时的净热损失速率。即负的人体蓄热率。

HDR 的定义式如下:

$$\text{HDR} = D/\Delta\tau = 28.39 - M(\tau) - \frac{6.42(t - 30.56) + RI_s}{I_{cl}(\tau) + I_a} \quad (6.20)$$

式中 D ——热赤字, J/m^2 ;

$\Delta\tau$ ——暴露时间, s;

M ——新陈代谢率, W/m^2 ;

t ——环境空气的干球温度, $^\circ\text{C}$;

I_{cl} ——服装热阻, clo;

I_a ——服装外空气边界层热阻, clo;

R ——单位皮肤面积的平均辐射得热, W/m^2 。

HDR 对时间积分即为热赤字。HDR ≤ 0 是不出现热赤字的必要条件。由于人体具有一定的蓄热量,当人体的热赤字达到约 $100 \text{ kJ}/\text{m}^2$ 时,才不会感到冷不适。相反,当人体蓄热量达到 $100 \text{ kJ}/\text{m}^2$ 时,将感到热不适。即当 $-HDR > 100 \text{ kJ}/\text{m}^2$ 时,人体就感到冷不适。也就是说,在过渡空间中,适宜的 HDR 值与人员的逗留时间成反比。因此,可取人员的平均逗留时间来确定适宜的过渡空间室内设计参数。

在上述的 RWI 和 HDR 表达式中, $I_{cl}(\tau)$ 是衣服被汗湿润后的热阻,和能量代谢率 $M(\tau)$ 一样是在改变活动状态后的前 6 min 内是两个状态之间的时间 τ 的线性函数,单位为 clo; 即有:

当 $\tau < 360 \text{ s}$

$$I_{cl}(\tau) = I_{cl1} + (I_{cl2} - I_{cl1}) \frac{\tau}{360} \quad (6.21)$$

$$M(\tau) = M_1 + (M_2 - M_1) \frac{\tau}{360} \quad (6.22)$$

当 $\tau \geq 360$ s

$$I_{cl}(\tau) = I_{cl2} \quad (6.23)$$

$$M(\tau) = M_2 \quad (6.24)$$

如果考虑了人体运动诱导产生的相对风速或者低温时的辐射和对流影响,则要考虑相应的修正,加入修正系数,具体可参见相关的文献。

6.3.5 主观温度

20 世纪 20 年代和 30 年代所制定的那些早期指标大多已废弃不用,它们已被 PMV-PPD 和标准有效温度之类更完善和更全面的指标所代替。范格舒适方程和标准有效温度均涉及所有 6 个主要的环境变量,并考虑到人体变量和物理变量之间的相互关系,这样使得这些指标具有一般性可适用于非常广泛的温度 and 活动量范围,这个特点是早期简单的指标所不及的。但是,这些指标具有一般性特点的同时也有两个缺点:其一为数学公式的复杂性,范格舒适方程和标准有效温度均借助计算机才能完成求解;第二个缺点则更为重要,早期指标的目的在于利用一个单一的环境变量特性数来描述环境的温暖感,而现在欲将由物理变量综合成某个单一指标形式的任何指标作为温暖感的预测指标,从理论上说是不充分的。这是因为空气温度(t_a)和气流速度(v)的相互作用取决于服装温度(t_{cl})。例如当气流速度增加时,若 $t_a > t_{cl}$,温暖感就会增加;而若 $t_a < t_{cl}$,则温暖感便要减少。可是, t_{cl} 又受到新陈代谢率和服装热阻的影响,这样就无法制定出一个不包括新陈代谢率和衣着条件的完全令人满意的指标。范格方程和标准有效温度虽然包括了所有的变量,但由于暖通空调工程师所必须涉及的是物理环境,而活动量和衣着条件的确定显得比较困难,而且,当欲对之计算的那个人将其外衣脱去时,其标准有效温度值和 PMV 随即发生变化,因此使用起来并不方便。

当确定一个指标时,将这两组变量分开,即环境变量与个人变量,在实际应用中会非常方便。这种指标的应用是以想要设计一个舒适环境的设计师的问题为中心。这就要求有两种数据,即居住者需要什么样的“温度”、以及什么样的物理变量组合将会产生这一“温度”。麦金太尔建议这一指标称为主观温度,并将其定义为:“一个具有 $t_a = t_r, v = 0.1$ m/s,相对湿度为 50% 的均匀封闭空间的温度,该环境将产生与实际环境相同的温暖感。”它意味着活动量和衣着条件之类的人体变量在实际的和假想的环境中都是一样的。当然,这一定义和当量温暖感和标准有效温度值实质上是相同的。为了避免这一指标受到任何特定的热损失模型的束缚,需要有一个新的名称。这一定义是可以扩展的,它并不含有舒适或热损失的概念。这使得可能使该指标公式化以适合于现有的问题,并可以直接使用原始资料所提供的符合要求的数据。

根据某一给定的新陈代谢率和服装热阻值就可预测给人以舒适感的主观温度。实际的主观温度便可从物理变量求得。

对于许多活动量和服装条件的组合,根据热舒适方程即可算出令人满意的温度。若使空

气温度与平均辐射温度彼此相等,并使气流速度为 0.1 m/s ,相对湿度为 50% ;则这时求得的人满意的温度即为符合定义的主观温度。

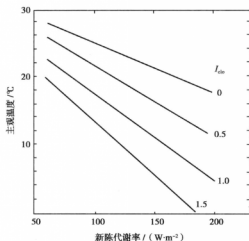


图 6.7 人体活动量和衣着热阻函数的舒适所需主观温度^[1]

这些点如图 6.7 所示,由图可见它们可被一组直线完好地拟合,见下式:

$$t_{\text{sub}} = 33.5 - 3I_{\text{cl}} - (0.08 + 0.05I_{\text{cl}})H \quad (6.25)$$

此式中 t_{sub} 为主观温度,单位为摄氏度,其他符号含义与前述公式中的完全相同。对于服装热阻值在 1.5 clo 以内及活动量在 150 W/m^2 以内的各种情况,其误差小于 $0.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。式(6.25)为一个经验公式而不是理论推导的结果,但依然提供了一种以人体活动量和衣着条件为函数而预测舒适所需温度的简单准确的方法。它的有效性热舒适方程一样,对于坐着工作、穿轻薄服装的人非常适用,而对数据较少的其他情况来说也是通用的。

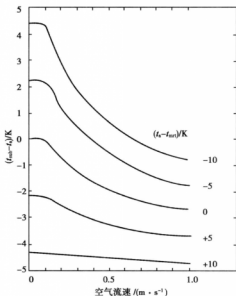
下面将寻找可以营造出上述主观温度的环境变量的组合。方法与有效温度的采用的方法类似,即作为物理变量函数的有效温度的公式化是以经验为基础的,以得到一个与人的主观反应的实验数据相吻合的简单公式。选择在气流速度较低($v < 0.15 \text{ m/s}$),而温度又非常接近舒适温度的条件,温度对温暖感没有明显的影响,主观温度仅是空气温度和平均辐射温度的函数。各种实验数据表明,即在确定温暖感时,空气温度要比平均辐射温度更为重要,主观温度的最佳值可由下式给出:

$$t_{\text{sub}} = 0.56 t_a + 0.44 t_{\text{rad}} \quad (6.26)$$

在较高的风速下,关系式变为:

$$t_{\text{sub}} = \frac{0.44 t_r + 0.56 [5 - \sqrt{10v(5 - t_a)}]}{0.44 + 0.56 \sqrt{10v}} \quad (6.27)$$

麦金太尔在上述计算式的推导过程。并假设对流散热与气流速度的平方根成比例,而衣服表面平均温度则比主观温度高 $5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。为了将环境变量和人体变量分开,这一假设是必

图 6.8 空气流速、空气温度和平均辐射温度函数的主观温度^[1]

需的。

将式(6.27)求得的主观温度与热舒适方程的预测值进行了比较。作为舒适的条件,变量间的不同组合在 $0 < I_{cl} < 1.0$, $0 < v < 1 \text{ m/s}$ 及新陈代谢率在 $2 \text{ met} (116 \text{ W/m}^2)$ 的范围内时, t_{sub} 的误差一般小于 $0.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。因此式(6.27)给出的 t_{sub} 计算式和图 6.8 适用于接近舒适的室内情况,其误差将小于在预测过程中人所做出的判断中所不可避免含有的离散。

式(6.27)综合了三个独立的环境变量 t_a , t_{ra} 和 v , 由于平均辐射温度 t_{ra} 无法直接测量,一般是从黑球温度、空气温度和气流速度的测量值推导出平均辐射温度。也可使用黑球温度来近似代替来直接测量主观温度。有可能选择某个直接在低气流速度下给出主观温度的黑球直径:

$$t_g = 0.56 + 0.44 t_{sub} \quad (6.28)$$

表明辐射放热系数 h_r 和对流放热系数 h_c 之间存在着下列关系,即:

$$\frac{h_r}{h_r + h_c} = 0.44 \quad v = 0.1 \text{ m/s} \quad (6.29)$$

假设黑球的发射率为 $\varepsilon = 0.95$, 对流放热系数为 $h = 6.3 v^{0.6} d^{-0.4}$, 则在气流速度为 $v = 0.14 \text{ m/s}$ 的情况下, 黑球直径为 40 mm 可满足式(6.29)的要求。其对直径的要求并不很严格, 当气流速度为 $v = 0.1 \text{ m/s}$ 时, 25 mm 直径的黑球也可满足上式要求。 40 mm 直径黑球曾被汉苏莱斯(1977)推荐作为在低流速下用来直接表示主观温度的黑球温度计的最佳直径。

借助求解黑球的热平衡方程, 并代入式(6.29), 主观温度就可由下式求得:

$$t_{\text{sub}} = t_g + \frac{2.8(1 - \sqrt{10v})}{0.44 + 0.56\sqrt{10v}} \quad (6.30)$$

此式适用于 25 mm 黑球温度计,但对于 40 mm 黑球温度计来说也无明显的误差。

因此,可将主观温度的测量减少到只要测量两个参数,即 40 mm 黑球温度和气流速度。这就可避免测量 met 时所带来的困难和误差。图 6.9 为空气流速函数的 t_g 和 t_{sub} 之间的关系。

主观温度的定义在很大程度上取决于主观温暖感。利用环境变量表示的主观温度公式无论何时均可由现有的温暖感数据加以确定。所以这是由经验得出的公式。要求换热规律提供的仅是关系式的形式,而实际数据要比理论更为重要。不可将式(6.27)看成是主观温度的定义,它仅是接近舒适的室内状态的一个恰当公式,是一个经验公式,必须通过与实验数据的符合程度来加以评价。将其推广到热环境中还需把湿度包括进来。

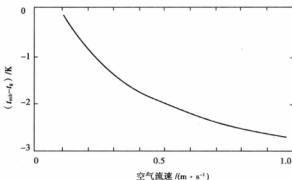


图 6.9 主观温度和 25 mm 直径黑球温度计测得的温度之间的关系^[1]

6.3.6 作用温度

作用温度(operative temperature,也称计算温度、作业温度、操作温度)是由 Gagge 在 1937 年提出的一个指标,其概念是假想的黑色包围体的均匀温度,人在该黑色包围体中的辐射换热及对流换热热量与在实际非均匀环境的换热热量相同。作用温度计算公式如下:

$$t_o = \frac{h_r t_r + h_c t_a}{h_r + h_c} \quad (6.31)$$

式中对流放热系数 h_c 和辐射换热系数 h_r 取值参加第 2 章相关内容。对于从事接近静坐条件活动(代谢率在 1.0 met ~ 1.3 met)、不受阳光直接照射、在空气流速比较小(<0.2 m/s)或者平均辐射温度与空气温度差异比较小(<4 °C)的多数实际情况下,作业温度可以用平均辐射温度和空气温度的平均值来近似计算并且具有足够的精度。为了获得更高的近似精度或者对于其他情况,可以使用下式来计算可以使用下面公式进行近似计算:

$$t_o = A \cdot t_a + (1 - A)t_{\text{rad}} \quad (6.32)$$

式中 t_o ——作业温度,°C;

t_a ——空气温度,°C;

t_{rad} ——平均辐射温度,°C;

A ——系数,可以作为空气相对速度的函数按表 6.8 给出的值确定。

表 6.8 A 取值表

空气流速/($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	<0.2	0.2~0.6	0.6~1.0
A	0.5	0.6	0.7

6.3.7 舒适指标

随着载人航天技术的高速发展,出舱活动(EVA)的重要性日益显著,已成为载人航天领域中一项不可少的关键技术。保证航天员出舱活动时的热舒适性,是确保航天员生命安全、顺利完成出舱任务的重要条件之一。为了评价航天员在不同代谢率和环境下的热舒适状况,其定义为:

$$CF = t_{\text{sk}} - 33.6 + q_{\text{ sweat}} - q_{\text{ shiver}} \quad (6.33)$$

式中 t_{sk} ——身体平均皮肤温度,℃;

$q_{\text{ sweat}}$ ——出汗散热,kcal/min;

$q_{\text{ shiver}}$ ——寒颤产热,kcal/min;

当 CF 值为零时,舒适程度很高;当 CF 值大于零时,航天员将感觉较热;当 CF 值小于零时,航天员将感觉较冷。舒适指数用来评价相对热舒适在低代谢率时是有效地,在高代谢率时可根据个体的具体情况进行适当调整。

6.3.8 空气扩散性能指标

对舒适性空调而言,相对湿度为 30%~70% 对人体舒适性影响较小,空气湿度与风速对人体的综合作用是人体热舒适性的主要影响因素。根据试验结果,有效温度差与室内风速之间的下列关系:

$$\Delta ET = (t_i - t_n) - 7.66(v_i - 0.15) \quad (6.34)$$

式中 ΔET ——有效温度差;

t_i, t_n ——工作区某点的空气温度和给定室内设计温度,℃;

v_i ——工作区某点的空气流速,m/s;

并且认为当 ΔET 为 $-1.7 \sim +1.1$,多数人感到舒适。因此,定义满足规定风速和温度要求的测点与总测点数之比为空气扩散性指标、ADPI(Air Diffusion Performance Index),即:

$$ADPI = \frac{-1.7 < \Delta ET < 1.1 \text{ 的测点数}}{\text{总测点数}} \times 100\% \quad (6.35)$$

ADPI 的值越大,说明感到舒适的人群比例越大。在一般情况下, $ADPI \geq 80\%$ 。

6.3.9 小结

前两节介绍的热环境舒适评价指标,可以对不同热环境中人的热感觉进行评价,但是,要注意到由于每个指标建立时目的不同、使用的变量以及条件也不尽相同,所以,在使用任何指标时要注意每个指标的用途及使用范围。不同国家的官方和专业机构也推荐使用了不同的指标,在室内常见的热环境范围内,大多数指标给出的结果基本相同,其差异主要发生在较高的能量代谢率和高温高湿的情况下。表 6.9 总结了几种主要热舒适评价指标相互比较的结果,以利于读者对前面介绍的指标有一个全面的了解。

当已知有关的人体活动状态和衣着条件而需要预测舒适温度时,根据主观温度计算公式就会快速而足够准确地估算出人体舒适所需要的温度,并可将环境变量加以组合。主观温度方程不能用来预测人体不舒适感或人体感觉,必要时可采用预测平均反应。当人体状态与坐着工作的舒适状态相差不大时,用其预测热感可给出良好的结果。但是在高能量代谢率和服装热阻值较大时使用时要慎重,并且不适用于预测由于出汗或冷颤而引起的不舒适感。

最常用的指标是标准有效温度,它是专门用来解决高温高湿对人体影响的问题。它可以跟踪体温和皮肤温度的时间变化过程,并给出作为人体状态因数的热感和不舒适感,但计算程序比较复杂。

表 6.9 评价指标的比较

指标名称	主要变量	定义条件	说 明
HSI	全部, W_1 , t_{msh}	$t_{\text{msh}} = 35^\circ\text{C}$	以皮肤温度来反映环境对人体造成的热影响程度,主要用于评价人体出汗调节区的环境热应力。
WBGT	自然湿球温度;黑球温度,空气干球温度	经验指数	考虑的室外炎热条件下太阳辐射的影响。
ET*	t_a, φ_a	$t_{\text{msh}} = t_a$ $\varphi_a = 50\%$	反映人对环境全热交换的当量温度,以 $\varphi_a = 50\%$ 的等效温度定义指标值,可以适用于整个人体出汗调节区。
SET	全部, W_1 , t_{msh}	$t_{\text{msh}} = t_a$ $\varphi_a = 50\%$ $v = 0$ $I_{\text{cl}} = 0.6 \text{ clo}$	综合所有变量,反映人对环境全热交换的当量温度,最复杂但适用范围最广指标。
t_{msh}	全部	$t_{\text{msh}} = t_a$ $\varphi_a = 50\%$ $v = 0.1$	建立在热舒适方程式基础上,将变量分组处理,以简化计算过程的指标,适用于舒适区附近的环境条件的设计依据
RWI 和 HDR	温度、湿度、辐射、风速、人体代谢率、服装	过渡环境	可以用于确定功能空间的设计参数
CF	出汗散热和寒颤产热	航天员出舱活动	主要用于航天员出舱活动时的热舒适值
ADPI	ΔET t_a, t_{sk}, v_i	相对湿度在 30%~70% 的范围	ADPI 的值越大,说明感到舒适的人群比例越大

6.4 热环境评价标准

热舒适理论研究成果最终是要为实践服务的,要为建筑师、建筑设备工程师在建造令人舒适而又节能的建筑进行设计计算提供理论依据、对既有建筑或者室内环境进行评价时提供标准,为此许多国家、地区和国际组织在热舒适研究的基础上建立了相应的热舒适标准。如世界性组织美国采暖通风空调工程师协会 (ASHRAE),英国皇家特许建筑设备工程师学会 (CIBSE),国际标准组织 (ISO) 等,都制定了热舒适标准。也就是目前被国际公认的预测和评

价室内热环境舒适性的标准:ASHRAE 55 标准、ISO 7730 标准等。

6.4.1 ISO 7730 热舒适标准介绍

6.4.1.1 国际标准化组织 ISO 概述

国际标准化组织 ISO (ISO, International Organization for Standardization) 的前身是国际标准化协会 (ISA), 成立于 1926 年。第二次世界大战爆发后, ISA 被迫停止了工作。战争结束后, 大环境为工业的恢复提供了条件, 于是在 1946 年 10 月 14 日至 26 日, 来自中国、英国、法国、美国等 25 个国家的 64 名代表聚会于伦敦, 决定成立一个新的国际标准化机构——国际标准化组织 (ISO)。参加此次会议的 25 个国家为创始国。会议讨论了 ISO 组织章程和议事规则, 并经 10 月 24 日召开的临时全体大会一致通过。1947 年 2 月 23 日, ISO 宣告正式成立。ISO 是世界上最大的国际标准化研究机构, 是非政府性国际组织, 总部在瑞士日内瓦。ISO 其宗旨是在世界上促进标准化及其有关活动的发展, 以便于国际物资交流和服务, 并扩大在知识、科学、技术和经济领域中的合作。

国际标准化组织 (ISO) 目前是目前世界上最大、最权威性的国际标准化专门机构。ISO 是联合国经社理事会的甲级咨询组织和贸发理事会综合级 (即最高级) 咨询组织。国际标准化组织的目的和宗旨是: “在全世界范围内促进标准化工作的发展, 以便于国际物资交流和服务, 并扩大在知识、科学、技术和经济方面的合作”。

6.4.1.2 ISO 7730 系列标准

ISO 7730 系列标准是由 ISO/TC 159/SC 5 人类工效学 (物理环境分委会, Technical Committee ISO/TC 159, Ergonomics, subcommittee SC 5, Ergonomics of the physical environment) 制定的关于热舒适的国际标准, 这个标准分别有 ISO 7730—1984^[6]、ISO 7730—1994^[7]、ISO 7730—2005^[8], 目前有效的版本是 ISO 7730—2005, 三个标准的名称以及我国参考标准情况见表 6.10。

表 6.10 ISO 7730 系列标准

	英文名称	中文标准及名称
ISO 7730—1984	Moderate thermal environments-Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort	——
ISO 7730—1994	Moderate thermal environments-Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort	GB/T 18049 ^[15] —2000 中等热环境 PMV 和 PPD 指数的测定及热舒适条件的规定 (一致程度: 等效采用)
ISO 7730—2005	Ergonomics of the thermal environment-Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria	——

6.4.1.3 ISO 7730—1994^[7]

ISO 7730—1994 标准由正文和附录组成,正文包括:范围、引用标准、预计平均热感觉指数(PMV)、预计不满意者的百分比(PPD)、涡动气流强度、可接受的舒适热环境共6节。表6.11列出了ISO 7730—1994 标准的主要内容及我国等效标准GB/T 18049—2000 中等热环境PMV和PPD指数的测定及热舒适条件的规定的主要内容。

表 6.11 ISO 7730—1994 标准及我国等效标准

ISO 7730:1994 Moderate thermal environments-Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort	GB/T 18049—2000 中等热环境 PMV 和 PPD 指数的测定及热舒适条件的规定
Contents; 1. SCOPE 2. Normative references 3. Predicted mean vote (PMV) 4. Predicted percentage of dissatisfied (PPD) 5. Draught rating 6. Acceptable thermal environment ANNEXES; A (normative) Metabolic rates of different activities B (normative) Computer program for calculating Predicted mean vote (PMV) and Predicted percentage of dissatisfied (PPD) C Table for determining Predicted mean vote (PMV) at 50% humidity D (informative) Recommended thermal comfort requirement E (informative) Estimation of thermal insulation of clothing ensembles F (informative) Bibliography	内容: 1. 范围 2. 引用标准 3. 预计平均热感觉指数(PMV) 4. 预计不满意者的百分比(PPD) 5. 涡动气流强度 6. 可接受的舒适热环境 附录 A(标准的附录)不同活动的代谢率 附录 B(标准的附录)计算 PMV 与 PPD 的计算机程序 附录 C(标准的附录)在相对湿度为 50% 时 PMV 测定用表 附录 D(提示的附录)推荐的热舒适要求 附录 E(提示的附录)对全套服装热阻的评估 附录 F(提示的附录)

ISO 7730 舒适标准的适用条件是:人员是坐姿,从事轻体力活动(新陈代谢率 $M \leq 1.2 \text{ met}$),所穿着服装的热阻夏季为 0.5 clo,冬季为 1.0 clo。ISO 7730—1994 中以附录的形式给出了适用于标准条件即主要活动为坐姿的轻体力活动、着典型季节服装的舒适区范围及条件。

(a) 冬季:作业温度为 20~24℃;颈部和脚踝处高度的垂直温差 $t_{1.1} - t_{0.1} \leq 3^\circ\text{C}$ (下标表示测量位置的距地面的高度,单位为米,下同),地板表面温度通常控制在 19~26℃,但是地板供暖系统可以将值升至 29℃,垂直方向不对称辐射温差应不超过 5℃,水平方向不对称辐射温差应不超过 10℃;同时,相对湿度应该介于 30%~70%,平均风速 $v \leq 0.15 \text{ m/s}$ 。

(b) 夏季:操作温度为 23~26℃,颈部和脚踝处高度的垂直温差 $t_{1.1} - t_{0.1} \leq 3^\circ\text{C}$,相对湿度应该介于 30%~70%,平均风速 $v \leq 0.25 \text{ m/s}$;相对湿度应该介于 30%~70%。并通过图示给出了空气流速的限值。

6.4.1.4 ISO 7730—2005^[8]

(1) 主要内容

国际标准化组织目前最新的热舒适标准是 ISO 7730—2005,是在对 ISO 7730—1994 吸收了最新的研究成果后形成的。ISO 7730—2005 标准正文的主要内容包括:

- ◇ 标准适用范围(SCOPE)
- ◇ 规范性引用文件(Normative references)
- ◇ 术语和定义(Terms and definitions)
- ◇ 预计平均热感觉指数(Predicted mean vote, PMV)
- ◇ 预计不满意者的百分比(Predicted percentage of dissatisfied, PPD)
- ◇ 局部热不舒适(Local thermal discomfort)
- ◇ 可接受的舒适热环境(Acceptable thermal environment for comfort)
- ◇ 非稳态热环境(Non-steady-state thermal environments)
- ◇ 对整体热舒适的长期评价(Long-term evaluation of the general thermal comfort conditions)
- ◇ 适应性(Adaption)

附录包括:

附录 A(提示的附录)不同类型建筑热舒适要求的示例(Example of thermal comfort requirements for different categories of environment and types of space)

附录 B(提示的附录)不同活动的代谢率(Metabolic rates of different activities)

附录 C(提示的附录)对全套服装热阻的评估(Estimation of thermal insulation of clothing ensembles)

附录 D(标准的附录)计算 PMV 与 PPD 的计算机程序(Computer program for calculating (PMV) and (PPD))

附录 E(提示的附录)PMV 测定用表(Table for determining Predicted mean vote(PMV))

附录 F(提示的附录)湿度(Humidity)

附录 G(提示的附录)空气流速(Air velocity)

附录 H(提示的附录)对整体热舒适的长期评价(Long-term evaluation of the general thermal comfort conditions)

参考文献

ISO 7730—2005 与 ISO 7730—1994 相比增加的主要内容是:

- ◇ 整体热舒适的长期评价
- ◇ 在 ISO7730—1994 年涡动气流条款基础上,扩充了局部热不舒适的条文内容
- ◇ 增加了对非稳态环境与热适应的条文
- ◇ 通过附录形式给出了热环境等级的分类

(2)整体热舒适的长期评价

对于整体热舒适环境的长期评价,主要通过给出 ANNEX(informative,提示性附录)来进行说明。为了可以长期评价热舒适条件(按季或年),所有参数必须是在通过对建筑进行实测或计算机模拟所获得数据基础之上进行的,针对不同的目的,给出了 5 种方法:

方法 A:计算在建筑的使用时数内,PMV 和操作温度在规定范围之外时所占的小时数或百分数;

方法 B:对实际操作温度超过规定范围的小时数进行加权,系数是超过规定范围的度数;

方法 C:实际 PMV 超过舒适边界的时间内,根据每年 PMV 的分布以及 PMV 和 PPD 的关系,需加权(PPD 的函数);

方法 D:计算建筑在整个使用时间内的平均 PPD ;

方法 E:计算建筑在整个使用时间内的 PPD 的总和。

(3) 局部热不舒适

在 ISO 7730—1994 当中的涡动气流基础上,ISO 7730—2005 增加了垂直空气温度差、冷热地板温度、辐射温度不均匀性等局部热不舒适条件的规定,有关图表与 ASHRAE 55—2004 标准当中的基本相同;对不同等级热环境中局部热不舒适给出了相应的规定值。

(4) 非稳态环境与热适应

ISO 7730—2005 增加了非稳态环境的相关规定,包括:温度的周期性波动、漂移或者斜变、温度的瞬变。其中温度的周期性波动、漂移或者斜变在 ASHRAE 55—2004 也有所规定,但是规定的内容有所不同。

ISO 7730—2005 规定在一个控制的热环境中温度波动值不超过 1 K 时,可以视为是稳态环境。温度的漂移或者斜变不超过 2.0 K/h ,其环境可视为稳态,具体值见表 6.12。如果操作温度的变化是瞬时的;当操作温度突升时,立刻会产生新的稳态热感觉,可以用 PMV - PPD 进行预测;当操作温度突降时,热感觉会低于 PMV - PPD 预测值,30 min 后达到稳态(在 30 min 内, PMV - PPD 值会比实际热感觉偏高)。

表 6.12 温度漂移和斜变极限

时间段/h	0.25	0.50	1	2	4
最大允许作业温度变化/ $^{\circ}\text{C}$	1.1	1.7	2.2	2.8	3.3

ISO 7730—2005 增加了适用性的说明性条文。指出服装热阻由于与当地的习惯及气候密切相关,在确定可接受操作温度范围时必须进行考虑。在温暖或者寒冷环境中,由于热适应,服装热阻会成为一个重要的影响因素。除了服装热阻外,其他形式的热适应,如身体姿势、活动量,都难以量化,而这些都会导致较高温度也可以被接受。生活、工作在热带气候下的人们更容易比生活在较冷气候下的人们更容易适应在高温环境下生活、工作。

扩展的可接受热环境可以在热带气候区或者气候比较热的季节,适用于自由运行建筑、自然通风建筑,在这类建筑中人们主要通过开关窗户控制热环境。现场调研结果表明,这类建筑中的人们可以接受比 PMV 模型预测的更高的温度。在这种情况下,在进行热环境设计时要采用更高的 PMV 限值。

(5) 热环境等级的分类

在标准中,根据 PMV - PPD 、局部热舒适要求的不同进行划分。并通过提示性附录(informative)给出了热环境等级划分的示例。并且通过图表给出了不同等级环境操作温度与服装及活动的函数关系及不同等级环境最大空气流速与局部空气温度计滴流度的函数图,以便更好地确定和修正热环境参数范围,并对不同建筑类型的热环境设计参数给出了示范,有关具体数值见表 6.13—表 6.17。

表 6.13 热环境分类表^[8]

等 级	人体的整体热状态		局部热不舒适			
	PPD/%	PMV	涡动气流 不适率 (Draft rate) /%	热不满意度 (Percentage dissatisfied)/%		
				热辐射温度 不对称性	垂直温差	冷热地板
A	<6	$-0.2 < PMV < +0.2$	<10	<3	<10	<5
B	<10	$-0.5 < PMV < +0.5$	<20	<5	<10	<5
C	<15	$-0.7 < PMV < +0.7$	<30	<10	<15	<10

表 6.14 头脚垂直温差^[8]

等 级	垂直温差/℃
A	<2
B	<3
C	<4
距地面 0.1 m 和 1.1 m 处	

表 6.15 地板表面温度范围^[8]

等 级	地板表面温度/℃
A	19 ~ 29
B	19 ~ 29
C	17 ~ 31

表 6.16 辐射温度的不对称性^[8]

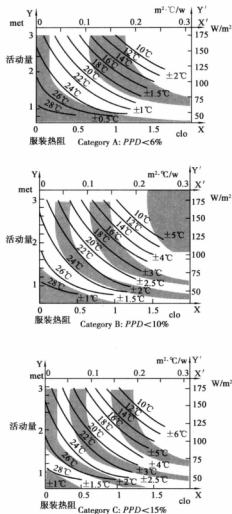
等 级	辐射的不对称性/℃			
	热的天花板	冷的墙体	冷的天花板	热的墙体
A	<5	<10	<14	<23
B	<5	<10	<14	<23
C	<7	<13	<18	<35

表 6.17 不同类型建筑/空间的设计标准实例^[8]

建筑/空间类型	活动水平	等级	作业温度/℃		最大平均空气流速($m \cdot s^{-1}$)	
			夏季(制冷)	冬季(采暖)	夏季(制冷)	冬季(采暖)
Landscape office、单间 办公室、会议室、礼堂、 自助餐厅/饭店、教室	70	A	24.5 ± 1.0	22.0 ± 1.0	0.12	0.10
		B	24.5 ± 1.5	22.0 ± 2.0	0.19	0.16
		C	24.5 ± 2.5	22.0 ± 3.0	0.24	0.21 ^b
幼儿园	81	A	23.5 ± 1.0	20.0 ± 1.0	0.11	0.10 ^b
		B	23.5 ± 2.0	22.0 ± 2.5	0.18	0.15 ^b
		C	23.5 ± 2.5	22.0 ± 3.5	0.23	0.19 ^b
购物商场	93	A	23.0 ± 1.0	19.0 ± 1.5	0.16	0.13 ^b
		B	23.0 ± 2.0	19.0 ± 3.0	0.20	0.15 ^b
		C	23.0 ± 3.0	19.0 ± 4.0	0.23	0.18 ^b

a 最大平均气流速度基于:湍流强度为 40%,空气温度等于作业温度;

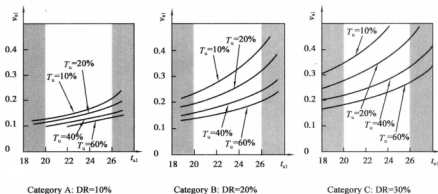
b 低于 20℃ 的下限。

图 6.10 不同等级环境操作温度与服装及活动的函数关系^[8]

6.4.1.5 ISO 其他相关标准

除了国际标准化组织制定的 ISO 7730 标准之外,还制定了与热舒适评价相关的标准:如 ISO 7726 针对热环境的物理量测量仪器的方法;ISO 8996 新陈代谢量的确定;ISO 9920 针对衣着的热特性估计等;评价炎热环境可根据湿球黑球温度 $WBGT$ 指标,由此相应的标准为 ISO 7243。如果 $WBGT$ 参数值超出范围,可根据热平衡方程,对炎热地区出汗要求进行计算,由此

对应的标准 ISO 7233。如果需对个人或某组人对极热环境的反应进行研究,则需测试其生理效应,对应的标准为 ISO 9886。



注: t_d 为局部空气温度; v_d 为局部空气流动速度; T_u 为空气的紊流强度。

图 6.11 同等级环境最大空气流速与局部空气温度计流函数图^[8]

6.4.2 美国国家标准学会 (ANSI)/美国采暖、制冷与空调工程师协会 (ASHRAE-55) 系列标准

6.4.2.1 美国国家标准学会 (ANSI)/美国采暖、制冷与空调工程师协会 (ASHRAE) 简介

20 世纪初,美国许多企业和专业技术团体开始了标准化工作,但因彼此之间缺乏沟通,存在许多矛盾和问题,为进一步提高效率,数百个科技学会、协会组织和团体认为有必要成立一个专门的标准化研究机构来制定统一的通用标准。1918 年,美国材料试验协会 (ASTM) 与美国机械工程师协会 (ASME) 等组织共同成立了美国工程标准委员会 (AESC, American Engineering Standards Committee)。1928 年,该委员会改名为美国标准协会 (ASA, American Standards Association), 1966 年改名为美国标准学会 (USASI, America Standards Institute), 1969 年 10 月 6 日正式改为现名——美国国家标准学会 (ANSI, American National Standards Institute)。ANSI 是非赢利性质的民间标准化组织,是美国国家标准化活动的中心,许多美国标准化协会的标准制定、修订都同它进行联合,ANSI 批准标准成为美国国家标准,但它本身并不制定标准。标准是由相应的标准化团体及行业协会和自愿将标准送交给 ANSI 批准的组织来制定。同时 ANSI 起到了联邦政府和民间的标准系统之间的协调作用,指导全国标准化活动,ANSI 遵循自愿、公开、透明、协商一致性的原则,采用 3 种方式制定、审批标准。ANSI 是国际标准化委员会 (ISO) 和国际电工委员会 (IEC) 5 个常任理事会成员之一和 4 个理事局成员之一,参加 79% 的 ISO/TC (TC, Technical Committee) 技术委员会的活动,同时参加 IEC/TC 活动。ANSI 是泛美技术标准委员会 (COPANT) 和太平洋地区标准会议 (PASC) 的成员。ANSI 网站可

以为用户提供标准的制定、修改的信息,标准化期刊的信息,可查询标准的摘要。

美国采暖、制冷与空调工程师协会(ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers)是美国暖通空调领域的权威协会,也是 ANSI 的成员之一。ASHRAE 成立于 1894 年,是一个国际性组织,其暖通空调、制冷方面在世界上起着领导作用。ASHRAE 是由美国采暖与空调工程师协会(ASHAE, American Society of Heating and Air-Conditioning Engineers)与美国制冷工程师协会(ASRE, American Society of Refrigerating Engineers)在 1959 年合并,ASHRAE 在全球分 13 个区,有来自这些地区的 50 000 名会员,设有 20 多个委员会,负责标准的有标准委员会(Standard Committee),标准指导计划委员会(Standards and Guidelines Project Committees)负责标准的制定和修订工作,下设有几个工作委员会计划、政策及解释分委会(PPIS, Planning, Policy and Interpretations Subcommittee)、标准项目委员会(SPC, Standard Project Committee)、指南项目委员会(GPC, Guideline Project Committee)等,主要为采暖、制冷、空调设备制定试验方法及设计、安装安全规程。ASHRAE 所制定的部分标准是美国国家标准,数量有 160 多项;ASHRAE 也参加 ISO 活动,负责制定国际制冷和空气调节标准、建筑物环境设计的 ISO/TC 86、ISO/TC 205 技术委员会的秘书处工作。

ASHRAE 下设 10 个委员会,其中 TC2 环境质量(Environment Quality)委员会负责室内环境方面的标准,ASHRAE Technical Committee 2.1-Physiology and Human Environment 负责 ASHRAE 55 系列的标准制定。

6.4.2.2 ASHRAE55 系列标准

ASHRAE 下设 10 个委员会,其中 TC2 环境质量(Environment Quality)委员会负责室内环境方面的标准,ASHRAE Technical Committee 2.1-Physiology and Human Environment 负责 ASHRAE55 系列的标准制定,最近的两个版本及我国参考制定的标准见表 6.18。

表 6.18 ASHRAE 55—1992^[9]和 ASHRAE 55—2004^[10]标准名称及对应中文标准

	英文名称	中文标准及名称
ASHRAE 55—1992	environmental conditions for human occupancy	
ASHRAE 55—2004	environmental conditions for human occupancy	GB/T 5701—2008 室内热环境条件

6.4.2.3 ASHRAE 55—1992^[9]

ASHRAE 55—1992 中一个比较重要的变化是用新有效温度 ET^* 代替了原有版本中使用的有效温度 ET 。其原因正如前面介绍,有效温度 ET 在低温区过高的估计了湿度对热感觉的影响,而在高温区又过低的估计了湿度对热感觉的影响,而新有效温度 ET^* 的优点在于它的指标值更接近于人们的实际经验感觉。

ASHRAE 55—1992 舒适标准的适用条件是,人员是坐姿,从事轻体力活动(新陈代谢率 $M \leq 1.2 \text{ met}$),所穿着服装的热阻夏季为 0.5 clo ,冬季为 0.9 clo ,平均风速 $v \leq 0.15 \text{ m/s}$ 。在此条件下 ASHRAE 55—1992 给出了舒适区范围:

(1) 冬季: 相对湿度 $\varphi = 60\%$, $t_o = 20 \sim 23.5\text{ }^{\circ}\text{C}$; 露点温度 $t_{dp} = 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, $t_o = 20.5 \sim 24.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。如果采用新有效温度来表示, 则冬季舒适区温度范围为: $ET^* = 20 \sim 23.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 夏季: 相对湿度 $\varphi = 60\%$, $t_o = 22.5 \sim 26\text{ }^{\circ}\text{C}$; 当露点温度 $t_{dp} = 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 舒适区 $t_o = 22.5 \sim 26.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。如果采用新有效温度来表示, 则夏季舒适区温度范围为: $ET^* = 23 \sim 26\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

6.4.2.4 ASHRAE 55—2004

ASHRAE 55—2004 是在对 ASHRAE 55—1992 版本修订和增加基础上形成的, 此次修订经过了公众和 ASHRAE 的审核而达成的一致标准, 它融合了 ASHRAE 55—1992 版本以后的相关研究成果和经验, 主要变化包括: PMV/PPD 计算方面的补充和自然调节空间适应性的规定。

(1) ASHRAE 55—2004 主要包括:

- ◇ 范围
- ◇ 规范性引用文件
- ◇ 术语和定义
- ◇ 一般要求
- ◇ 热舒适条件
- ◇ 标准的采用
- ◇ 热环境的评价
- ◇ 附录

下面对标准中有关自然调节空间可接受热环境条件的内容进行具体介绍。

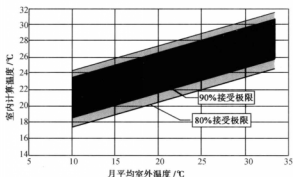
(2) ASHRAE 55—2004^[10] 规定使用者控制的自然调节空间为主要通过开关窗户来实现热调节的热环境, 并且人可以根据室内外热条件自由调节衣服时才能适用。为了使用这一可选方法, 自然调节空间需要装有可操作的开向室外的窗户, 而且这些窗户随时可以被使用者打开或者调节, 空间中不能有机械冷却系统(制冷空调、辐射制冷或者干燥), 可以使用没有制冷功能的机械通风系统, 但调节空间热条件的主要手段必须是开关窗户。如果空间装有取暖系统, 取暖系统工作时则不能视为自然调节空间。本方法只能在人从事接近静坐条件的体力活动时才能适用, 即代谢率为 $1.0\text{ met} \sim 1.3\text{ met}$ 。

在上述这些条件都满足时, 可以使用图 6.12 来确定允许的室内作业温度, 由前面章节叙述可知此图是基于 ASHRAERP-884 数据库。图 6.12 包括两个作业温度极限, 一个对应于 80% 接受性, 另一个对应于 90% 接受性。在缺乏其他信息的典型应用场合下使用 80% 接受性极限温度, 在期望更高热舒适时使用 90% 接受性极限温度。

图 6.12 中的允许作业温度极限不能在室外温度高于或者低于曲线端点时进行插值, 如果月平均室外温度低于 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 或者高于 $33.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, 则不能使用本方法, 本标准中也没有针对这类自然调节空间相对应的指导原则。图 6.12 已经考虑了典型楼内的局部热不舒适效应, 因此采用本方法时不再需要考虑局部不舒适性因素; 也考虑了人们在这类自然调节空间中根据室内温度和室外气候条件调节衣服的问题, 因此也不用再单独考虑着装的隔热值问题; 在使用时不需要湿度和空气速度。

(3) 对局部热不舒适的规定更加详细

ASHRAE 55—1992 当中就提出在确定热舒适条件时, 必须考虑到局部热不舒适, 包括辐

图 6.12 房间的自然状态条件下可接受的作业温度范围^[16]

射的不对称性、局部通风降温或接触冷暖地板造成的头、脚间的垂直温差等容易造成局部热不舒适情况。ASHRAE 55—2004 对局部热不舒适的规定更加完善和全面,我国国标 GB/T 5701—2008《室内热环境条件》也将相关内容进行了引用:

①不对称辐射温度 由于冷热表面和太阳直射的作用,人体附近的热辐射区域会产生不均匀性。这种不均匀性会导致局部热不舒适并降低空间的热可接受性。比起冷热垂直面,人体对热顶板引起的不对称辐射更为敏感。这种不对称可能是由热顶板、冷墙壁、冷顶板或热墙壁引起的,辐射温度不对称性的限值见表 6.19。

表 6.19 辐射温度不对称温度差允许限值^[16]

允许不对称辐射温度差(°C)			
顶棚辐射采暖	辐射墙冷却	顶棚辐射冷却	辐射墙采暖
<5	<10	<14	<23

②涡动气流 涡动气流是由空气流动引起的身体局部寒冷感。涡动气流的感觉取决于空气速度、空气温度、紊流强度、体力活动情况和着装情况。没有被衣服覆盖的皮肤,特别是包括头、颈和肩的头部区域和包括踝、脚和腿的腿部区域,对于涡动气流的感觉是最敏感的。在标准当中给出的数据基于从后面来风时头部区域的敏感性,对于吹向身体其他部位和来自其他方向的气流则显得略微保守。

标准通过图表方式规定了最大允许空气速度与空气温度、紊流强度之间的函数关系,见图 6.13。同时也给出了确定涡动气流引起的不满意率 DR 的公式:

$$DR = [34 - t_a][v - 0.05]^{0.62} (0.37v \cdot T_u + 3.14) \quad (6.36)$$

式中 DR——由于涡动气流引起的不满意率;

t_a ——局部空气温度,°C;

v ——局部平均空气速度, m/s;

T_u ——局部紊流强度,%。

如果空气速度 $v < 0.05 \text{ m/s}$, 使用 $v = 0.05 \text{ m/s}$ 。如果结果 $DR > 100\%$, 使用 $DR = 100\%$ 。

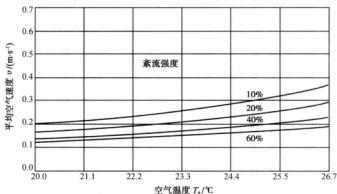


图 6.13 允许平均空气速度与空气温度和紊流强度之间的函数关系^[16]

③垂直空气温度差 头部高度层空气比脚腕高度层空气暖热的热分层现象可能会导致热不舒适,标准高度层空气温度差与预计不满意率的函数关系,见图 6.13。两高度层之间所允许的垂直空气温度差应该小于 3°C ,也可以联合使用图 6.13 和表 6.19 中的垂直温度差所致 PPD 限度进行确定。

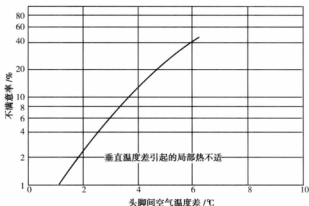


图 6.14 由于垂直温度差引起的局部热不适^[16]

④地板表面温度 当地面温度太暖或者太冷时人体可能感觉不舒服,对穿鞋脚部的热感觉影响最重要的因素是地面温度而不是地板覆盖材料的温度。标准中给出了地面温度与预计不满意率之间的函数关系,见图 6.14。它是基于人们穿轻便室内鞋的情况下给出的,当然也可以应用于穿厚鞋的情况,只是在这种情况下显得保守。本标准对于不穿鞋的情况不予考

虑,也不考虑人们坐在地板上面的情况。

地面极限温度为 $19 \sim 29\text{ }^{\circ}\text{C}$,也可以联合使用图 6.15 和表 6.19 中的地板温度所致 PPD 限度进行确定。

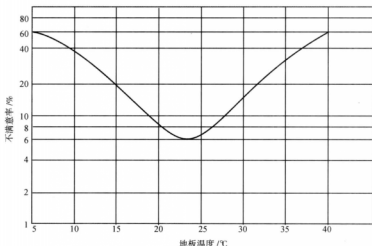


图 6.15 凉、暖地板所引起的局部不舒适^[16]

6.4.2.5 ASHRAE 其他相关标准

美国采暖、制冷与空调工程师协会也制定了热舒适评价、热环境测试标准,如 ASHRAE 70、ASHRAE 113 标准对室内热湿环境测试给出了相关的规定,对测量仪器、测量位置、测试周期、测试条件给出了规定。

6.4.3 我国标准

我国对热舒适开展研究比较晚,相关标准还待完善,但是我国的科研工作者结合我国的国情,为我国的热舒适领域的标准化已经进行了大量的研究和制定工作,而且还在不断完善。

6.4.3.1 热舒适标准 GB/T 5701

GB/T 5701 系列标准包括 GB/T 5701—1985《室内空调至最适温度》和 GB/T 5701—2008《室内热环境条件》两个版本。GB/T 5701—1985 是根据我国研究制定的热舒适领域比较完善的一个标准,虽然已经被取代,但是其对热舒适研究的标准化工作和指导实践起到的贡献不可磨灭。随着热舒适研究的发展,在吸收国外先进标准经验基础上,国家制定了 GB/T 5701—2008 标准。

1) GB/T 5701—1985《室内空调至最适温度》

由于发达的国家和地区由于社会经济水平比较高,空调设备的普及比较早,相关的标准

研究起步非常早,已制定出相应的热舒适标准。我国在热舒适标准研究方面起步比较晚,但是随着我国生产的发展和人民生活水平的提高,空调设备的不断普及,需要有相应的热舒适标准进行指导。而国外的标准制定的条件与我国有很大差异,例如地区的气候、人体的新陈代谢率以及热适应性等,所以,有必要研究自己的热舒适标准。在此背景下,全国人类工效学标准技术委员会和卫生部在1981年分别制订了相应标准的研制计划。研制任务交由同济医科大学负责,鞍钢劳动研究所、武汉职业病防治院协作完成^[11]。

同济医科大学劳动卫生与职业病学教研室在原有研究基础上,与鞍钢劳动研究所、武汉职业病防治院等单位于1982年秋、冬和1983年夏季选择武汉市和鞍山的电子元件、手表制造、仪表安装、精密机件、磁带生产、电子计算控制、航运、计算研究等21个具有代表我国南北两地特点的空调车间内共1602名健康工作人员,进行了热环境测量与人体热感觉问卷调查工作,热感觉量表见表6.20。调查要求在环境卫生状况基本合乎卫生要求的条件下进行,具体要求包括空调室内通风换气量为每人每小时 30 m^3 ;空气清洁度以普通营养琼脂培养基的平皿2~3个开盖暴露于作业点工人呼吸高度5 min, 37°C 培养48 h,计算菌落数平均值,要求达到150个以下(即一般清洁等级)。

研究共进行了5549人次的调查,其中夏季3229人次(男1216,女2010),秋季1017人次(男526,女491),冬季1306人次(男583,女723)。测定工作人员上班后1,3,6 h的生理反应——皮肤温度,同时进行热感觉调查,记录被测者的服装热阻及工作强度。皮肤温度的测定采用半导体皮温计,测额、胸、手、小腿、足五点,计算其加权平均值及胸与小腿间的皮温差。室内热环境参数的测定,包括,室内外空气温度、湿度、风速、辐射热及室内壁温、地面温度等。使用的仪器是通风干湿球温度计、热球风速仪、黑球温度计。各点测定结果归总为三种热环境指标——空气温度、湿球黑球温度、作业温度进行评价分析。

表6.20 温度感觉(热感觉)等级按个人对环境温度感觉和出汗情况7级记分^[13]

热	见汗滴	+3
较热	局部(手心、颈或额部等)显汗	+2
暖	皮肤湿润发粘,无显汗	+1
至适(舒适)	感觉适宜,无汗	0
凉	尚可忍受	-1
较冷	局部发冷不适,需添衣	-2
冷	全身发冷不适,寒战可见鸡皮	-3

通过研究发现皮肤温度可以作为机体对热舒适反应的生理指标,并得到了冬、夏季空调环境下热舒适条件下的平均皮肤温度。考虑到当时我国经济条件(指空调、采暖能耗),以70%左右工作人员的满意作为舒适范围(取温度感觉等级-1~+1),并得到了相应的至适(舒适)温度及温度范围。该范围在夏季略微高于欧美值,冬季低于欧美值,见表6.21。

表 6.21 各季空调室至适(舒适)温度^[13]

季节	至适人数/%	干球温度/℃	计算温度(作业温度)/℃	clo 值(服装热阻)
夏季	90	26.2 ± 2.4	26.2 ± 2.4	0.25—0.55
秋(春)	99	24.9 ± 2.5	24.7 ± 2.2	0.50—0.85
冬季	99.3	20.5 ± 1.5	20.6 ± 1.2	1.20—1.80

通过现场调查之后,研究人员还进行了试验研究验证,制订出我国空调至适温度标准^[13],1984 年底经过全国人类工效学标准技术委员会讨论通过并由国家标准总局批准公布,标准号 GB/T 5701—1985^[14]。此次研制的标准是人类工效学劳动环境基础标准之一,可作为工作环境卫生管理的标准,亦可作为空调工程技术设计时的参考依据,该标准不适用于特殊工艺要求的工作环境。

在 GB/T 5801—1985 标准中,空调至适(舒适)温度标准以干球温度为指标,根据季节的不同室内呼吸带高度的气温有不同要求,见表 6.22。

表 6.22 我国至适(舒适)温度范围^[13]

季节	气温/℃
夏季	24 ~ 28
冬季	19 ~ 22

室内空调工程计算时,可采用相应的作业温度,其范围是:夏季 24 ~ 29 ℃,冬季 19.5 ~ 22 ℃,并在附录中给出了相应的计算方法。同时,还给出了标准的适用条件:

- (1) 室内清洁度应符合常规卫生要求(指通风换气量、二氧化碳含量、粉尘浓度及细菌数);
- (2) 室内工作人员体力劳动强度在 GB 3869—83《体力劳动强度分级》(已被 GB 3869—1997《体力劳动强度分级》替代)所规定的Ⅱ级一下(不包括Ⅱ级);
- (3) 劳动强度超过Ⅱ级时,每增加半级应降低气温 1.5 ~ 2.0 ℃;
- (4) 室内风速,夏季不大于 0.6 m/s,冬季不超过 0.15 m/s;
- (5) 室内垂直温差(指工作地点呼吸带高的温度与地面 0.1 m 高度的温度的温差)应小于 3 ℃;
- (6) 工作人员的服装热阻隔热值(估算值),夏季为 0.25 ~ 0.55 clo,冬季为 1.2 ~ 1.8 clo。服装隔热值估算采用重量法,并参考 ISO/TC 159、DIS 7730 的估算法。

2) GB/T 5701—2008《室内热环境条件》

GB/T 5701—1985《室内空调至最适温度》的编制补充了我国热舒适标准的空白,在很长时期内发挥了重要的作用,但是随着社会的发展,这个标准中的许多内容结合最新的研究成果需要进行修订。在参考美国先进标准 ANSI/ASHRAE 55—2004《室内热环境条件》,一致性程度为非一致性,全国人类工效学标准化技术委员会发布了 GB/T 5701—2008《室内热环境条件》并替代了 GB/T 5701—1985《室内空调至最适温度》。与 GB/T 5701—1985《室内空调至最适温度》相比,GB/T 5701—2008《室内热环境条件》主要变化如下:

——扩大了标准范围,使其既适用于原标准规定的条件,即空调环境,也适用于其他复杂

情况;

- 依据标准的内容更改了名称;
- 技术内容更为详细;
- 在规范性引用文件中增加了 GB/T 18048《热环境人类工效学 代谢率的测定》和 GB/T 18049《中等热环境 PMV 和 PPD 指数的测定及热舒适条件的规定》。

6.4.3.2 其他标准介绍

我国在 2000 年参考国际标准 ISO 7730—1994,制定了标准 GB/T 18049—2000《中等热环境 PMV 和 PPD 指数的测定及热舒适条件的规定》,规定了预测处于中等热环境中的人体对热的感觉和不舒适程度的方法及可接受的热舒适条件。适用于室内工作环境的设计或对现有室内工作环境进行评价,其中的规定值与 ISO 7730—1994 完全相同,详见前面介绍。

我国参考国际标准制定了《热环境人类工效学:代谢率的测定》(GB/T 18048)、《热环境人类工效学:使用主观判定量表评价热环境的影响》(GB 18977—2003)等相关标准以及等效采用了国际标准 7243—1989,制定了《热环境:根据 WBGT 指数(湿球黑球温度)对作业人员热负荷的评价》(GB 17244—1998)等标准。

在有关设计规范和标准,如《采暖通风与空气调节设计规范》(2001版)中,新增了室内热舒适性的要求。我国已经制定了室内热湿环境参数的测试标准和规范:《通风与空调工程施工质量验收规范》(GB 50243—2002^[17])、《公共场所空气湿度测定方法》(GB/T 18204. 14—2000^[18])、《公共场所风速测定方法》(GB/T 18204. 15—2000^[19])、《公共场所辐射热测定方法》(GB/T 18204. 17—2000^[20])。

6.4.4 现有标准总结及我国标准编制展望

国际标准和国外先进标准的制定工作与理论研究工作紧密结合,已经形成了比较成熟的体系。随着理论研究工作的进展,标准的制定也相应的进行同步修订,不断完善标准的技术内容,将成熟的研究成果纳入标准当中,使得标准可以不断满足实践的需要、不断保持标准的先进性和合理性。

与之相比,我国的热舒适理论起步较晚,相应的标准研制工作同样落后于国外标准,标准研制体系还不完善。我国目前正在执行的热舒适标准 GB/T 18049—2000 和 GB/T 5701—2008 基本参考先进的国际标准 ISO 7730 及美国标准 ASHRAE 55 制定而成,主要标准值均引用国外先进标准。由于我国和国外气候特点、生活习惯、适应性等方面都存在差异,一些数据和规定是否适用于我国的具体实践需要进行进一步研究。随着我国经济的不断发展,热舒适标准的研制工作面临了新的问题:

(1) 建筑业发展迅猛,但标准建设滞后

随着我国经济的发展和水平的提高,建筑业迅猛发展,我国居民对室内环境品质和居室热舒适的要求也随之提高,急需适合我国的热舒适标准及参数。但是,目前我国关于建筑室内热湿环境参数的规定值,主要援引的均是国外数据,这些数据来自于国外学者的研究或相关标准,其中以美国标准 ASHRAE 55 和国际标准 ISO 7730 为代表,这些标准的数值在中国的适应性如何,这是需要深入探讨的,对于中国的适用问题其本身就明文指出需要考虑修

正参数。我国的建筑室内环境发展模式,应该是建立在我国国情基础之上的,有别于西方的舒适要求。随着我国在节能建筑、绿色建筑^[3]、健康建筑、生态建筑等众多领域的发展,关于适合于我国本土情况的室内热舒适度量与评价问题已越来越多的引起了人们的关注。制定编制适应于我国自己的标准,以客观的评价建筑室内热湿环境的舒适性,是我国建筑业蓬勃发展急切所需的。

(2) 热舒适影响因素众多,但目前评价方法有限

我国地域辽阔,气候多样,南北跨越热带、亚热带、温带、寒带四个气候带,在我国的《民用建筑热工设计规范》(GB 50176)和《建筑气候区划标准》(GB 50178)分别将我国建筑气候分为了五个热工分区和七个气候分区。由于不同的气候特征造成了各地不同的建筑室外环境,由此给长期居住在当地的人们形成了各自不同的气候适应性。根据不同的气候适应性,人们对所处的环境条件就产生了不同的需求,因此在同一时期的不同地域,对于各自感知的室内环境中的热舒适参数要求也就必然会产生不一致。由此可知,对于建筑室内热湿环境的舒适度评价依据,应该是根据地域特征、气候特点以及人体习惯而设定的综合考虑多因素影响的多区间参数。而目前我国现有的标准、规范中,这些标准一般是以温度、湿度作为衡量室内热舒适的指标,评价方法有限,没有充分考虑多种热环境因素和适应性因素对室内热舒适的影响。

(3) 适宜的湿热环境参数有利于建筑节能,但目前取值缺乏科学依据

建筑节能的工作在我国已开展了近 20 年的时间,然而建筑能耗在一定程度上并没有实现根本的改变。究其原因,室内温湿度等参数的设定应该是一个重要的影响因素,根据相关资料的统计,采暖空调的夏季室内温度设定升高 1℃或冬季室内温度降低 1℃,其节能率约为 5%~8%,采暖空调工程的投资额将降低 6%左右,由此可见,室内采暖空调温度的设定,将对建筑能耗产生显著的影响。而在当前的很多建筑中,仍不乏冬季温度设置过高夏季温度设置过低的情况,这就是最直接的高能耗产生原因,而这种原因的产生,也正是由于不正确的室内热舒适观念所造成的。由于室内热湿环境参数的选择不同,是造成目前节能建筑不节能的主要原因之一。因此,什么是舒适的室内热湿环境,这个问题的解决,将为国家加强建筑节能监管、提高法律执行力度提供坚实的科学依据。

目前国内许多科研单位已经意识到我国标准编制比较落后的现状并开展了标准编制的研究工作。例如,由重庆大学^[21]和中国建筑科学研究院主编的国家标准《民用建筑室内热湿环境评价标准》的编写工作已经启动。《民用建筑室内热湿环境评价标准》的编制,着眼于对室内热湿环境的舒适性判别问题,针对符合我国各气候区、符合我国社会经济发展水平的健康舒适的室内热湿环境,其以室内温湿度参数为主要控制对象,综合考虑风速、表面辐射、PMV 等综合因素的影响,考虑我国地域广阔、气候差异明显、人体感官差异大的特点,建立适合中国国情的建筑室内热湿环境参数的分时段、分区域、分等级的评价标准。根据标准对不同地域、气候条件下的室内热湿环境的舒适性进行评价,充分体现各种气候环境下人的舒适认知能力不同的特点,最终为创建舒适、适宜、节能的室内热环境提供有力的科学依据。标准编制完成后预计可对我国不同地域在不同时段内的热湿环境的参数值进行合理性和科学性的评价,填补热舒适评价领域缺少分时段、分地区的评价标准的空白。

参考文献

- [1] D. A. 麦金太尔著. 龙惟定译. 室内气候[M]. 上海: 上海科技出版社, 1988.
- [2] 魏润柏, 徐文华. 热环境[M]. 上海: 同济大学出版社, 1994.
- [3] 郑洁. 绿色建筑热湿环境及保障技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.
- [4] 金招芬, 朱颖心. 建筑环境学[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2002.
- [5] 江泳, 朱颖心. 地铁车站公共区冬季温度设计标准探讨[J]. 暖通空调, 2002, 32(4): 20-22.
- [6] ISO 7730. Moderate thermal environments-determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort. [S]. Geneva: International Standards Organization, 1984.
- [7] ISO 7730. Moderate thermal environments-determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort [S]. Geneva: International Standards Organization, 1994.
- [8] ISO 7730. Moderate thermal environments- determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort[S]. Geneva: International Standards Organization, 2005.
- [9] ANSI/ASHRAE 55—1992. Thermal environmental conditions for human occupancy[S]. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc, 1992.
- [10] ANSI/ASHRAE 55—2004. Thermal environmental conditions for human occupancy[S]. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc, 2004.
- [11] 中国标准化研究院国家标准馆. 美国标准信息资源指南[M]. 北京: 中国计量出版社, 2006.
- [12] 国家标准化管理委员会. 标准化技术委员会手册[M]. 北京: 中国标准出版社, 2005.
- [13] 张国高. 我国室内空调至适温度标准的研制[J]. 工业卫生与职业病, 1986, 12(1): 23-26.
- [14] 国家标准局. 室内空调至适温度(GB/T 5701—1985)[S]. 北京: 中国计划出版社, 1985.
- [15] 国家质量技术监督局. 中等热环境 PMV 和 PPD 指数的测定及热舒适条件的规定(GB/T 18049—2000)[S]. 北京: 中国计划出版社, 2000.
- [16] 国家质量技术监督局. 室内热环境条件(GB/T 5701—2008)[S]. 北京: 中国计划出版社, 2008.
- [17] 国家质量技术监督局. 通风与空调工程施工质量验收规范(GB/T 5024—2002)[S]. 北京: 中国计划出版社, 2006.
- [18] 国家质量技术监督局. 公共场所空气湿度测定方法(GB/T 18204. 14—2000)[S]. 北京: 中国计划出版社, 2000.
- [19] 国家质量技术监督局. 公共场所风速测定方法(GB/T 18204. 15—2000)[S]. 北京: 中国计划出版社, 2000.
- [20] 国家质量技术监督局. 公共场所辐射热测定方法(GB/T 18204. 17—2000)[S]. 北京: 中国计划出版社, 2000.
- [21] 李百战. 民用建筑室内热湿环境评价标准介绍[R]. 2008 全国暖通空调年会发言, 重庆, 2008.
- [22] SIPLE, P., and PASSEL, C. Measurements of dry atmospheric cooling in subfreezing temperatures[J]. Proceedings of the American Philosophical Society, 1945, 89(1): 177-199.
- [23] Belding H S, Hatch T F. Index for evaluating heat stress in terms of resulting physiological strain[J]. Heating Piping and Air Conditioning, 1955, 27: 129-136.